



การออกแบบระบบโครงสร้างเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

Structural Design of Friction type Dynamometer

สืบทำรวจตรี วรเชษฐ์ สนอ่อง

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสุรินทร์

ปีการศึกษา 2562



ใบรับรองโครงการวิศวกรรมเครื่องกล

ชื่อหัวข้อโครงการ	การออกแบบระบบโครงสร้างเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรง- เสียดทาน
ผู้ดำเนินโครงการ	สิבתารวจตรีวีรเชษฐ์ สนอ่อง รหัสนสิต 57362422
ที่ปรึกษาโครงการ	ดร.ปองพันธ์ โอทกานนท์
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา	2562

.....*ปองพันธ์ โอทกานนท์*.....ที่ปรึกษาโครงการ

(ดร.ปองพันธ์ โอทกานนท์)

.....*สมชาย อยู่ง้าว*.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อนันต์ชัย อยู่ง้าว)

.....*ชูพงศ์ ช่วยเพ็ญ*.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ชูพงศ์ ช่วยเพ็ญ)

ชื่อหัวข้อโครงการงาน	: การออกแบบระบบโครงสร้างเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรง- เสียดทาน
ผู้ดำเนินโครงการงาน	: สิบตำรวจตรีวรเชษฐ์ สนอ่อง รหัสสนิสิต 57362422
อาจารย์ที่ปรึกษา	: ดร.ปองพันธ์ โอทกานนท์
ภาควิชา	: วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา	: 2562

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นารออกแบบระบบโครงสร้างเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานโดยใช้มอเตอร์กระแสตรงแบบไร้แปรงถ่านขนาด 350 วัตต์ ,45 โวลต์ ,500 รอบต่อนาที เป็นตัวขับ 1 ตัว และเป็นโหลด 1 ตัว ซึ่งมอเตอร์จะต่อเข้ากับคัปปลิ่ง เพื่อลดการสั่นและการแกว่งของคานระหว่างช่วงมอเตอร์กับเพลลา ใช้จานเบรกรถยนต์เป็นโหลดและใช้ตัวอ่านค่าแรงบิดแบบไร้สายในการอ่านค่าแรงบิด ซึ่งจะต้องออกแบบวัสดุเพื่อเชื่อมต่อโครงสร้างของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน คือ 1.ฐานของมอเตอร์ โดยสามารถปรับเปลี่ยนมอเตอร์ได้ขนาดไม่เกิน 350 วัตต์ 2.ฐานยึดดิสก์เบรค 3. ส่วนที่ต่อระหว่างเพลลากับมอเตอร์,เพลลากับทอร์คเซ็นเซอร์,เพลลากับโหลด เพื่อเชื่อมอุปกรณ์ทั้งหมดเข้าด้วยกัน ซึ่งจะคำนวณหาค่ารัศมี หรือเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา โดยใช้ทฤษฎีของออกตระฮีดรัล ในการออกแบบได้เพลลาที่แรงบิดสูงสุดในขณะทดสอบเท่ากับ 42.02 นิวตันเมตร จึงได้ค่ารัศมี หรือเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาเท่ากับ 20 มิลลิเมตร และฐานจะเลือกใช้เหล็กกล่องในการออกแบบฐานเพื่อเชื่อมอุปกรณ์ทั้งหมด จากการคำนวณเรื่องแรงเฉือนและโมเมนต์คัตได้ขนาดเหล็กกล่อง คือ ความกว้าง 38 มิลลิเมตร ความยาว 38 มิลลิเมตร ความหนา 2.3 มิลลิเมตร และใช้มุมฐานเท่ากับ 45 องศา ซึ่งจะออกแบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน โดยการเขียนแบบสามมิติจากคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรมโซลิตเวิร์ก เพื่อให้เห็นภาพและง่ายต่อการออกแบบมากขึ้นจึงได้เครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานโดยมีความยาวของเครื่องเท่ากับ 1360.54 มิลลิเมตร ความกว้าง 500 มิลลิเมตร ความสูง 299 มิลลิเมตร

Project Title : Structural Design of Friction type Dynamometer
Name : Pol.L/C.Worashed Sonong Code 57362422
Project Adviser : Dr. Pongpun Othaganont
Department : Mechanical Engineering
Academic Year : 2019

Abstract

The Structural design of a friction type dynamometer was designed in this project. The dynamometer was designed to work with two brushless DC motors, one as a driver and another as a load. Structural of the dynamometer consists of 1) Motor base Which can install up to two motors at the maximum power rate of 350W 2) disc brake mounting base. 3) connectors between the shaft and the motor, shaft and torque sensor, shaft and load. Couplings were used at every connection of the components to reduce oscillation and vibration. An automobile type disc brake was used as a mechanical load and wireless torque sensor was used to measure the torque values. Drawing, structural calculation and three-dimensional image were presented in this project. The calculation shows that the shaft size was designed at 20 mm diameter. To withstand the shear force and bending moment, steel box at 38 mm width, 38 mm length, 2.3 mm thickness and the base angle at 45°. The total design length of the machine is 1360.54 mm, width 500 mm, height 299 mm.

กิตติกรรมประกาศ

โครงการนี้เป็นการศึกษาเพื่อการคำนวณและออกแบบระบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน โดยใช้ระบบเบรกเป็นโหลดของเครื่องจะประสบความสำเร็จไม่ได้หากปราศจากบุคคลที่มีความสำคัญดังต่อไปนี้ ขอกราบขอบพระคุณ ดร.ปองพันธ์ โอทกานนท์ อาจารย์ที่ปรึกษาโครงการ ผู้ซึ่งให้คำแนะนำให้คำปรึกษา และให้แนวทางการแก้ปัญหาตลอดจนให้ความไว้วางใจในการทำงานเป็นอย่างดี ขอกราบขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อนันต์ชัย อยู่แก้ว และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ชูพงศ์ ช่วยเพ็ญ กรรมการการสอบโปรเจกต์ในครั้งนี้ ขอขอบพระคุณครูช่างภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ความกรุณาให้คำแนะนำในเรื่องวิธีการใช้เครื่องมือต่างๆ และอำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือและอุปกรณ์

ขอขอบคุณห้องศูนย์วิจัยและพัฒนานวัตกรรมยานยนต์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร ซึ่งเป็นสถานที่ในการจัดทำโครงการจนสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และครอบครัว ที่คอยให้กำลังใจ เอาใจใส่ดูแลและสนับสนุนทุกสิ่งทุกอย่างด้วยดี โดยเฉพาะการให้การศึกษาที่ดีแก่ผู้จัดทำตลอดมา

วรเชษฐ์ สนั่นอง



สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงงาน	ก
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญรูปภาพ	ฉ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตการศึกษา	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 ทฤษฎีทั่วไปเกี่ยวกับมอเตอร์	3
2.2 ระบบเบรกดิสก์(Disc brakes)	8
2.3 เครื่องวัดแรงบิด(Torque Transducer)	15
2.4 คัปปลิ่ง(coupling)	16
2.5 ลูกปืน(Bearing Unit)	17
2.6 แรงเหวี่ยงและโมเมนต์ดัดบนคาน	17
2.7 การออกแบบเพลลา	20
2.8 ค่าความปลอดภัย	22
2.9 การออกแบบและหาค่าความเร็วรอบของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	23
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	
3.1 ผังการคำนวณหาขนาดหน้าตัดของเพลลา	24
3.2 ผังการคำนวณและออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	25
3.3 การคำนวณหาขนาดหน้าตัดของเพลลา	26
3.4 การคำนวณและออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	36

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง	
4.1 การออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	41
4.2 การออกแบบโครงสร้างของฐานเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	45
4.3 การออกแบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานทั้งระบบ	45
บทที่ 5 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดลอง	46
5.2 ข้อเสนอแนะ	46
5.3 ปัญหาที่พบในงาน	47
5.4 สิ่งที่คุณคิดว่าจะทำเพิ่มในอนาคต	47
บรรณานุกรม	48
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก ตารางหาขนาดของเพลลา	49
ภาคผนวก ข ตารางหาขนาดของเหล็กโครงสร้าง	50
ภาคผนวก ค เครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน(Dynamometers Friction)	51
ภาคผนวก ง ฐานเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	52
ประวัติผู้ดำเนินโครงการ	53

สารบัญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่2.1 แสดงโครงสร้างของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบแปลงถ่าน	3
รูปที่2.2 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง(DC Motor)	5
รูปที่2.3 มอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปลงถ่าน(Brushless Motor DC)	7
รูปที่2.4 ตัวควบคุมมอเตอร์แบบไม่มีแปลงถ่าน(Brushless Motor DC)	7
รูปที่2.5 ดิสก์เบรก(Disc Brake) ล้อหน้ารถเก๋ง ยี่ห้อมิซูมิชิ รุ่น มิราจ	9
รูปที่2.6 แผ่นผ้าเบรก	10
รูปที่2.7 แผ่นจานเบรกแบบปิดแผ่นและแบบมีช่องระบายอากาศ	10
รูปที่2.8 ก้ามปูเบรกแบบ2 ลูกสูบและ1ลูกสูบ	11
รูปที่2.9 เบรกเฟดที่เกิดจากแรงเสียดทาน(Friction Fade)	12
รูปที่2.10 ระบบดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์(disc brake dynamometer)	13
รูปที่2.11 ตัวอ่านค่าแรงบิดแบบไร้สาย(Wireless Torque Indicator: WT)	15
รูปที่2.12 สัญลักษณ์ที่แสดงการใช้งานในตัวทอร์คเซนเซอร์ WT	15
รูปที่2.13 ตัวแสดงค่าแรงบิดที่เกิดจากทอร์คเซนเซอร์	16
รูปที่2.14 คัปปลิ่งแบบปากเสียบเลื่อน(Claw or Jaw coupling) DIN 740	16
รูปที่2.15 ตลับลูกปืนตึกตา(Bearing Unit)	17
รูปที่2.16 แรงที่เกิดขึ้นบนคาน	18
รูปที่2.17 แรงที่กระทำบนคานที่หน้าตัด a-a	18
รูปที่2.18 กราฟแสดงแนวแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด	20
รูปที่2.19 การติดตั้งชุดอ่านความเร็วรอบ	23
รูปที่3.1 แผนภาพขั้นตอนการหาระยะ หรือเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	24
รูปที่3.2 แผนภาพขั้นตอนการออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	25
รูปที่3.3 การออกแบบและวางตำแหน่งอุปกรณ์ของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	26
รูปที่3.4 การเลือกตำแหน่งที่นำมาคำนวณหาค่าแรงที่กระทำบนเพลลา	27
รูปที่3.5 แสดงแนวแรงจุดที่1-2 ที่กระทำบนเพลลา	27
รูปที่3.6 แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดที่คำนวณใน	28
รูปที่3.7 แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดที่คำนวณใน	30
รูปที่3.8 แสดงแนวแรงที่เกิดบนเพลลากลมตัน	31

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่3.9 กราฟค่าตัวประกอบของผิวสำหรับเหล็กกล้า	33
รูปที่3.10 เหล็กกล่องที่ใช้ทำโครงสร้าง	36
รูปที่3.11 จุดศูนย์กลางมวลของผนังกล่องเหล็ก	37
รูปที่3.12 ฐานด้านบนของเครื่องไดนาโมมิเตอร์	39
รูปที่3.13 ฐานด้านล่างของเครื่องไดนาโมมิเตอร์	40
รูปที่4.1 ฐานติดตั้งมอเตอร์กับฐาน	41
รูปที่4.2 คัปปลิ่งที่เชื่อมต่อกับแกนมอเตอร์	42
รูปที่4.3 เฟลาสวมระหว่างเพลากับทอร์คเซ็นเซอร์	42
รูปที่4.4 จานยึดดิสก์เบรก(Disc Brake)	43
รูปที่4.5 แผ่นยึดดิสก์เบรก(Disc Brake)	43
รูปที่4.6 เหล็กฉากยึดดิสก์เบรก(Disc Brake) กับฐาน	44
รูปที่4.7 ระบบเพลาคู่มือไดนาโมมิเตอร์	44
รูปที่4.8 ฐานเครื่องไดนาโมมิเตอร์	45
รูปที่4.9 เครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน	45

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของโครงการ

ในทางฟิสิกส์นั้นพลังงานไม่สามารถจะทำให้สูญสลายไปได้ เว้นแต่ว่าจะแปรเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของพลังงานในรูปแบบอื่น โดยการแปลงพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานกล เป็นการเปลี่ยนแปลงของระบบพลังงานประเภทหนึ่ง ซึ่งในโลกปัจจุบันนี้ มีการนำมอเตอร์ไฟฟ้ามาใช้ในชีวิตประจำวันมากขึ้น โดยมีขนาดและประเภทของมอเตอร์ที่หลากหลายจากมอเตอร์ไฟฟ้าขนาดใหญ่ที่ใช้งานในโรงงานอุตสาหกรรม จนถึงมอเตอร์ไฟฟ้าขนาดเล็กที่ใช้ในครัวเรือนจะเห็นได้ว่ามอเตอร์ที่ใช้อยู่ในปัจจุบันนี้มีหลายขนาด ผู้จัดทำจึงมีแนวคิดสร้างเครื่องมือทดสอบกำลังของมอเตอร์ขนาดเล็ก เพื่อใช้ทดสอบกำลังของมอเตอร์เพื่อการใช้งานได้เหมาะสม โดยใช้หลักแนวคิดของการเปลี่ยนแปลงพลังงานไปเป็นพลังงานงานความร้อนจากเบรก ซึ่งมีราคาประหยัดกว่าเมื่อเทียบกับระบบทดสอบที่มีขายอยู่

จากการศึกษาค้นคว้าจึงมีแนวคิดที่จะคำนวณและออกแบบระบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน(Calculation and Design Machine Dynamometer Friction type) โดยใช้มอเตอร์เป็นตัวขับ และใช้ทอร์คเซ็นเซอร์(Torque Sensor) เป็นตัววัดค่าแรงบิดบนเพลลา เพื่อสามารถนำแรงบิดที่เก็บค่าได้มาคำนวณเป็นพลังงานกลและใช้ดิสก์เบรก(Disc Brake) เป็นโหลดของเครื่องทดสอบ เพื่อหาค่าประสิทธิภาพของมอเตอร์ได้

โครงการนี้จัดทำขึ้นเพื่อการคำนวณและออกแบบระบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน โดยศึกษาความแปรผันระหว่างพลังงานไฟฟ้ากับพลังงานกลที่เกิดขึ้น และออกแบบเครื่องทดสอบ โดยการหาขนาดของเพลลาเครื่องทดสอบ และการออกแบบฐานของเครื่องทดสอบรวมถึงการออกแบบการเชื่อมโยงอุปกรณ์ทั้งหมดเข้าด้วยกันให้เป็นระบบ ซึ่งจะออกแบบเครื่องทดสอบจากคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรมโซลิดเวิร์กแบบสามมิติ เพื่อให้เห็นภาพของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ที่สร้างได้ชัดเจน

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- 1.2.1 เพื่อศึกษาหลักการของไดนาโมมิเตอร์แบบใช้แรงเสียดทานเป็นภาระ(Friction Brake)
- 1.2.2 เพื่อการคำนวณและออกแบบขนาดเพลลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานได้
- 1.2.3 เพื่อการคำนวณและออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานได้

1.3 ขอบเขตของโครงการ

ศึกษาและออกแบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน(Friction Brake Dynamometer) โดยการคำนวณหาขนาดของเพลลา และการออกแบบฐานของเครื่องทดสอบ โดยสามารถทดสอบมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงขนาดสูงสุดไม่เกิน 350 วัตต์ โดยมีชุดดิสก์เบรก(Disc Brake) รถยนต์ เพื่อหาค่าแรงบิดที่วัดได้จากเครื่องวัดแรงบิด(Torque sensor) โดยจะออกแบบเครื่องทดสอบด้วยโปรแกรมจากคอมพิวเตอร์คือ โปรแกรมโซลิดเวิร์กแบบภาพสามมิติ

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 เข้าใจหลักการทำงานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน
- 1.4.2 ได้คำนวณและออกแบบการสร้างเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน
- 1.4.3 ได้นำความรู้ที่ได้จากการศึกษามาประยุกต์ใช้กับโครงการ
- 1.4.4 สามารถเข้าใจในหลักการการหาค่าประสิทธิภาพของมอเตอร์ได้



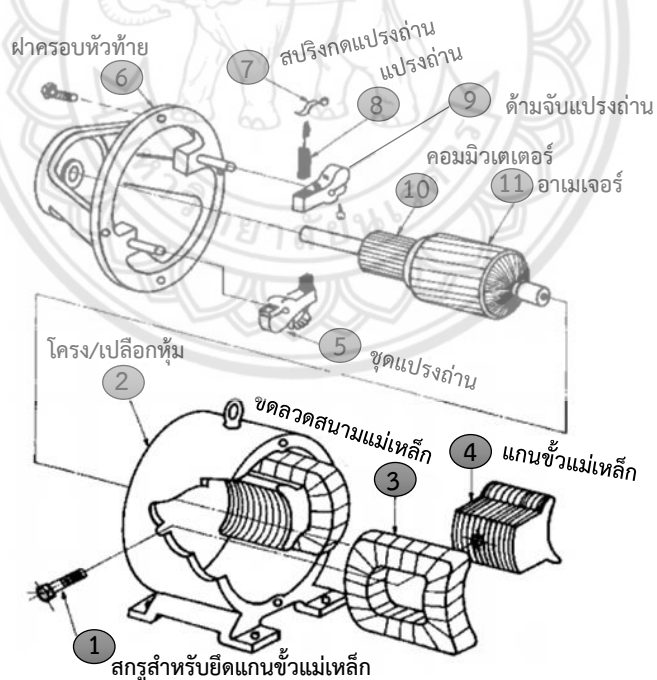
บทที่ 2

หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ทฤษฎีทั่วไปเกี่ยวกับมอเตอร์

2.1 มอเตอร์ไฟฟ้า[1] คือ อุปกรณ์ไฟฟ้าที่แปลงจากพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานกล ซึ่งส่วนประกอบที่สำคัญของมอเตอร์ คือ โรเตอร์, สเตเตอร์ และโครงเหล็กของมอเตอร์ โดยหลักการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้าเกิดจากกระแสไฟฟ้าที่วิ่งเข้าขดลวดที่ติดกับสเตเตอร์ (ส่วนที่อยู่กับที่ติดอยู่กับโครงเหล็กของมอเตอร์) ทำให้เกิดสนามแม่เหล็กที่สเตเตอร์และเป็นตัวทำให้เกิดสนามแม่เหล็กที่ขดลวดที่ติดกับโรเตอร์ (แกนเพลลาที่เคลื่อนที่หมุนรอบสเตเตอร์) จึงทำให้เกิดการหมุนของโรเตอร์เป็นพลังงานกล

2.1.1 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง (Direct Current Motor : D.C.) จะมีหลักการทำงานโดยวิธีการผ่านกระแสให้กับขดลวดในสนามแม่เหล็ก ซึ่งจะทำให้เกิดแรงแม่เหล็ก โดยส่วนของแรงนี้จะขึ้นอยู่กับกระแสและกำลังของสนามแม่เหล็ก แสดงส่วนประกอบของมอเตอร์กระแสตรง ดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 แสดงโครงสร้างของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบแปลงถ่าน

[ที่มา: <http://www.research-system.siam.edu>]

2.1.1.1 ส่วนประกอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง[2]

- โรเตอร์(Rotor) ทำหน้าที่หมุนรอบสเตเตอร์ทำให้เกิดกำลังงาน โดยมีส่วนประกอบ คือ แกนเพลลา แกนเหล็กอาเมเจอร์คอมมิวเตเตอร์ ขดลวดอาเมเจอร์
- แกนเหล็กอาเมเจอร์(Armature core) ทำให้เกิดแรงบิดจากขดลวดอาเมเจอร์
- สเตเตอร์(Stator) ทำหน้าที่ยึดแกนเหล็กสเตเตอร์และขดลวดให้อยู่กับที่โดยติดกับเฟรมมอเตอร์
- เฟรม(Frame) ทำหน้าที่เป็นทางเดินของเส้นแรงแม่เหล็กจากขั้วแม่เหล็ก ประกอบด้วย 2 ส่วน คือ ส่วนแกนขั้วและส่วนขดลวดสนามแม่เหล็ก
- แปรงถ่าน(Carbon brushes) ทำหน้าที่รับแรงดันไฟฟ้าจากแหล่งจ่ายไปยังคอมมิวเตเตอร์
- คอมมิวเตเตอร์(Commutator) ทำหน้าที่สัมผัสกับแปรงถ่าน เพื่อรับกระแสไฟฟ้าเข้าไปยังขดลวดอาเมเจอร์เพื่อสร้างแรงแม่เหล็ก

2.1.1.2 หลักการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง

เมื่อแรงดันไฟฟ้ากระแสตรงไหลเข้ามอเตอร์ จะแยกกระแสไฟฟ้าออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนที่แปรงถ่านผ่านคอมมิวเตเตอร์เข้าไปในขดลวดอาเมเจอร์ จึงเกิดสนามแม่เหล็กขึ้น และส่วนที่ไหลผ่านเข้าไปในขดลวดสนามแม่เหล็ก จึงเกิดขั้วแม่เหล็กไฟฟ้าขึ้น เมื่อเกิดสนามแม่เหล็กทั้ง 2 แห่ง (จากคุณสมบัติของเส้นแรงแม่เหล็กจะไม่ตัดกัน ทิศทางตรงข้ามจะหักล้างกัน ทิศทางเดียวกันจะเสริมแรงกัน) ทำให้เกิดแรงบิดที่ตัวอาเมเจอร์ที่ติดอยู่กับแกนเพลลา โดยแกนเพลลาจะสวมติดกับแปรง ทำให้โรเตอร์หมุนได้

2.1.1.3 ชนิดของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง แบ่งออกเป็น 3 ชนิด ดังนี้

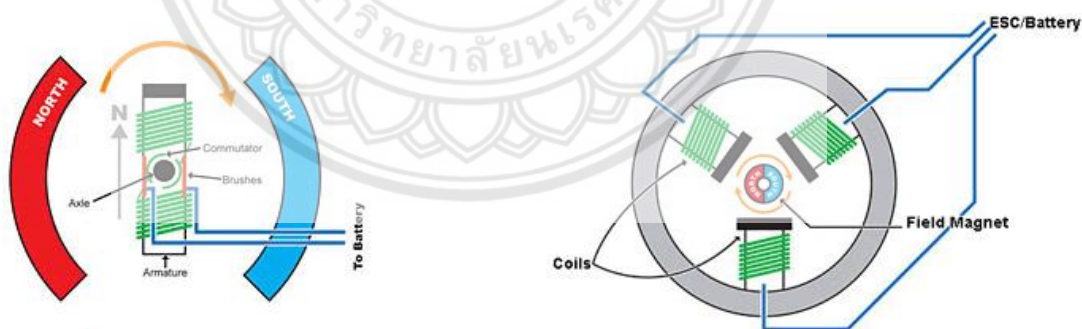
- ซีรีส์มอเตอร์(Series Motor) เป็นมอเตอร์แบบอนุกรม โดยต่อขดลวดสนามแม่เหล็กแบบอนุกรมกับขดลวดอาเมเจอร์ของมอเตอร์ทำให้เกิดแรงบิดสูง ถ้ามีโหลดน้อยความเร็วจะสูง แต่ถ้ามีโหลดมากความเร็วจะต่ำ นิยมใช้เป็นต้นกำลังของรถไฟฟ้าและเครื่องใช้ไฟฟ้าภายในบ้าน เช่น เครื่องดูดฝุ่น, ส่วนไฟฟ้า
- ชันท์มอเตอร์(Shunt Motor) เป็นมอเตอร์แบบขนาน โดยต่อขดลวดสนามแม่เหล็กแบบขนานเข้ากับขดลวดอาเมเจอร์ของมอเตอร์ทำให้เกิดแรงบิดต่ำความเร็วรอบคงที่ นำมาใช้ทำพัดลม เนื่องจากเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าที่ต้องการความเร็วคงที่และปรับเปลี่ยนความเร็วได้ง่าย

- คอมพิวเตอร์มอเตอร์(Compound Motor) เป็นมอเตอร์แบบผสม โดยต่อขดลวดแบบซีรี่มอเตอร์ และชั้ท์มอเตอร์ทำให้เกิดแรงบิดที่สูง และมีความเร็วรอบที่สม่ำเสมอใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม

2.1.2 มอเตอร์กระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน(Brushless Motor)

มอเตอร์กระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน[11] หรือเรียกว่ามอเตอร์เปลี่ยนทิศทางด้วยกระแสไฟฟ้า เนื่องจากเป็นมอเตอร์ที่ไม่มีแปรงถ่าน โดยส่วนประกอบ คือ โรเตอร์ติดกับแม่เหล็กถาวรและสเตเตอร์พันขดลวด จึงมีลักษณะเป็นมอเตอร์ที่กลับด้านในออกด้านนอก ซึ่งการควบคุมการสับเปลี่ยนทิศทางของมอเตอร์จะใช้อิเล็กทรอนิกส์ควบคุมทดแทนฟังก์ชันของตัวสับเปลี่ยนทิศทางและให้พลังงานกับขดลวดที่เหมาะสม ขดลวดจะได้รับพลังงานในรูปแบบซึ่งหมุนรอบสเตเตอร์ ขดลวดสเตเตอร์ที่ได้รับพลังงานจะส่งไปยังแม่เหล็กของมอเตอร์และสลับเมื่อโรเตอร์มีแนวตรงกับสเตเตอร์ โดยมอเตอร์กระแสตรง แบบไร้แปรงถ่านเหมาะสำหรับการใช้งานที่ต้องการประสิทธิภาพสูง เพราะเป็นมอเตอร์ประสิทธิภาพสูงที่สามารถให้แรงบิดปริมาณมากในหลายช่วงกำลังได้

ข้อแตกต่างระหว่างมอเตอร์แบบมีแปรงถ่าน(Brushed Motor) กับมอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปรงถ่าน(Brushless Motor)



มอเตอร์กระแสตรงแบบมีแปรงถ่าน(Brushed Motor)

มอเตอร์แบบไม่มีแปรงถ่าน(Brushless Motor DC)

รูปที่ 2.2 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง(DC Motor)

[ที่มา: <https://commandronestore.com/products/bc2212.php>]

2.1.2.1 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบมีแปรงถ่าน(Brushed Motor) หมุนได้โดยใช้แกนอาร์เมเจอร์เป็นตัวหมุนและมีขดลวดพันอยู่ที่แกนอาร์เมเจอร์ ซึ่งจะใช้แปรงถ่านเป็นตัวรับไฟเลี้ยงจากแบตเตอรี่ ทำให้มีไฟฟ้าที่แกนไหลครบวงจรและเกิดเป็นสนามแม่เหล็กไปผลักกับแม่เหล็กที่ติดอยู่กับที่ ทำให้แกนอาร์เมเจอร์ของมอเตอร์หมุนได้

2.1.2.2 มอเตอร์ไฟฟ้าแบบไม่มีแปรงถ่าน(Brushless Motor DC) หมุนได้โดยใช้ขั้วแม่เหล็กเป็นตัวหมุน และขดลวดจะติดอยู่กับที่ ซึ่งจะตรงข้ามกับมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบมีแปรงถ่าน โดยกระแสไฟฟ้าสามารถวิ่งสูขดลวดได้โดยตรงและเกิดเป็นแรงแม่เหล็กผลักขั้วแม่เหล็กตรงกลางให้หมุนได้

จึงสรุปได้ว่า มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบไร้แปรงถ่านกับมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบมีแปรงถ่าน จะมีแกนหมุน(Rotor) และสเตเตอร์(Stator) ตรงข้ามกัน ดังนั้นข้อดีของมอเตอร์ไฟฟ้าไร้แปรงถ่าน มีดังนี้

- อายุการใช้งานของมอเตอร์แบบไม่มีแปรงถ่านจะใช้ได้นานกว่า เพราะแปรงถ่านสามารถสึกหรอได้ทุกๆการหมุนที่เกิดการสัมผัสระหว่างแปรงถ่านกับแกนหมุน
- มอเตอร์แบบไม่มีแปรงถ่านมีประสิทธิภาพสูงกว่า เพราะการไม่มีแปรงถ่านทำให้ไม่เกิดการสูญเสียแรงดันที่แปรงถ่าน
- มอเตอร์แบบไม่มีแปรงถ่านกินไฟน้อยกว่า
- มอเตอร์แบบไม่มีแปรงถ่านติดตั้งใช้งานยากกว่า เพราะต้องใช้งานกับแผงควบคุมในขณะที่มอเตอร์แบบมีแปรงถ่านสามารถต่อไฟใช้งานได้เลย
- มอเตอร์แบบไม่มีแปรงถ่านมีราคาแพงกว่า มอเตอร์แบบมีแปรงถ่าน

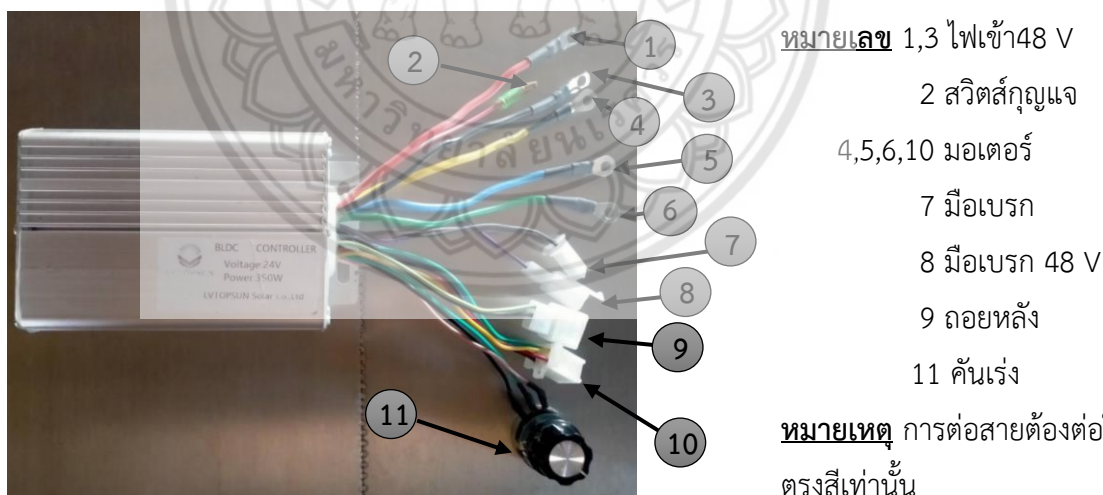
2.1.3 มอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปรงถ่าน(Brushless Motor) ที่ใช้ในระบบ

มอเตอร์กระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน(Brushless Motor DC)[10] โดยใช้กำลังขับ 350 W , 45V ภายในเป็นแบบไม่ต้องใช้แปรงถ่านสามารถใช้งานที่แรงดันไฟต่ำตั้งแต่17-45V ความเร็วรอบมอเตอร์อยู่ 400 RPM ด้านหลังของตัวมอเตอร์ออกแบบมามีพัดลมช่วยระบายความร้อนได้เป็นอย่างดี ตัวมอเตอร์เป็นอลูมิเนียมและน็อตเป็นสแตนเลส มีครีช่วยระบายความร้อนโดยรอบแข็งแรงทนทานไม่เป็นสนิมเมื่อต้องใช้งานในที่ที่มีความชื้นสูง สามารถใช้งานได้นานกว่ามอเตอร์กระแสตรงทั่วไป



รูปที่2.3 มอเตอร์กระแสตรงแบบไม่มีแปรงถ่าน(Brushless Motor DC)

การขับเคลื่อนมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง(Brushless DC) จะมีกล่องควบคุมในการหมุน สามารถควบคุมความเร็วของมอเตอร์ให้อยู่ในระดับที่เหมาะสมตามที่เราต้องการ โดยตัวคอนโทรลจะมีสายต่อรองรับกับคันเร่งหรือตัวต้านทานปรับค่าได้ควบคุมความเร็วติดตั้งระบบไฟ ระบบหมุนย้อนกลับได้ โดยมีรายละเอียด ดังนี้



รูปที่2.4 ตัวควบคุมมอเตอร์แบบไม่มีแปรงถ่าน(Brushless Motor DC)

2.1.4 การคำนวณ

- สูตรการหากระแสมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง หรือมอเตอร์ DC.

$$I = (P / V \times \text{eff.}) \quad (2.1)$$

- สูตรหากำลังมอเตอร์กระแสตรง หรือมอเตอร์ DC.

$$P = V \times I \times \text{eff.} \quad (2.2)$$

โดยที่ I = กระแสมอเตอร์ (A)

V = แรงดันไฟฟ้า (V)

P = กำลังไฟฟ้า (Watt)

PF = ตัวประกอบกำลังของมอเตอร์

eff = ประสิทธิภาพของมอเตอร์

- สูตรการหาประสิทธิภาพของมอเตอร์

$$\eta = \frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (2.3)$$

$$\text{RPM} = \frac{120f}{P} \quad (2.4)$$

โดยที่

f = ความถี่ (Hz)

P = จำนวนขั้ว

2.2 ระบบเบรกดิสก์(Disc brakes)

หลักการการทำงานของระบบดิสก์เบรก[3] คือ เมื่อใช้แรงเหยียบเบรคน้ำมันเบรกจะเคลื่อนที่ไปดันลูกสูบที่ติดกับผ้าเบรกหรือเรียกส่วนนี้ว่า คาลิปเปอร์(Caliper) จะกดผ้าเบรกไปที่จานเบรกทั้ง 2 ด้านด้วยแรงกดแบบไฮดรอลิก(Hydraulic) โดยจะเกิดการเบรกทันที ส่วนประกอบของดิสก์เบรก คือ แผ่นจานดิสก์เบรก ,ผ้าเบรก ,คาลิปเปอร์ โดยที่แผ่นจานดิสก์เบรกจะหมุนตามเพลาล้อและไม่มีส่วนใดมา-

ปิด ทำให้สามารถระบายความร้อนได้ดีและแห้งไวเมื่อเปียกน้ำ แต่ถ้าแผ่นจานเบรกมีอุณหภูมิที่สูงมาก ประสิทธิภาพของการเบรกจะลดลง โดยเบรกที่เลือกใช้เป็นดิสก์เบรกล้อหน้าของรถเก๋ง ยี่ห้อมิซูมิชิ รุ่น มิราจ



รูปที่ 2.5 ดิสก์เบรก(Disc Brake) ล้อหน้ารถเก๋ง ยี่ห้อมิซูมิชิ รุ่น มิราจ

ข้อดีของเบรกดิสก์

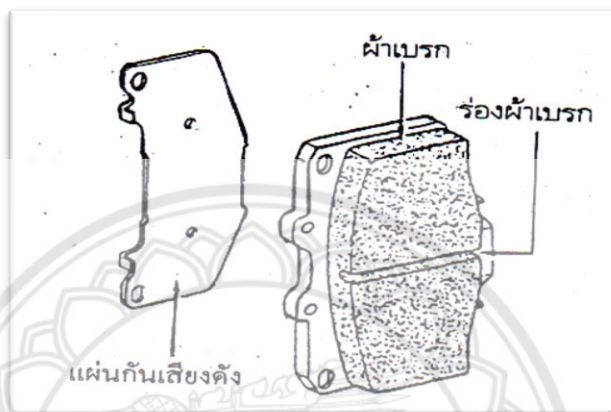
- เนื่องจากลักษณะของเบรกดิสก์เป็นแบบเปิดโล่ง จึงระบายความร้อนได้ดีและแห้งไวเมื่อเปียกน้ำ
- สามารถเปลี่ยนผ้าเบรกได้ง่าย
- สมรรถนะในการเบรกระหว่างข้างซ้ายและข้างขวาไม่แตกต่างกัน
- บำรุงรักษาง่ายกว่าระบบแบบดรัมเบรก

ข้อเสียของเบรกดิสก์

- เนื่องจากพื้นผิวหน้าสัมผัสของผ้าเบรกมีน้อย จึงต้องใช้ผ้าเบรกที่มีความฝืดสูง และทนต่อความร้อนได้ดี
- ถ้าสายน้ำมันเบรกรั่ว หรือน้ำมันเบรกซึมออกมา ประสิทธิภาพของการเบรกจะลดลง หรือเรียกว่าเบรกแตก
- ถ้าแผ่นจานดิสก์เบรกมีอุณหภูมิที่สูงมาก ประสิทธิภาพของการเบรกจะลดลง

2.2.1 ส่วนประกอบของดิสก์เบรก

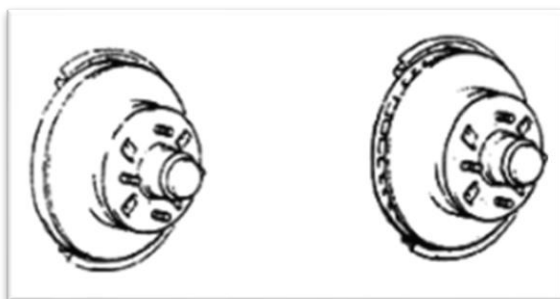
2.2.1.1 แผ่นผ้าเบรก ทำจากเส้นใยโลหะและสารเคลือบ(Resin) มีร่องที่หน้าแผ่นผ้าเบรกทำให้สามารถเห็นความหนาของผ้าเบรกได้ เมื่อผ้าเบรกหมดจึงสามารถเห็นได้ โดยประสิทธิภาพของแผ่นผ้าเบรกจะขึ้นอยู่กับส่วนผสมของการผลิตแผ่นผ้าเบรก



รูปที่2.6 แผ่นผ้าเบรก

[ที่มา: <http://www.technicar.com>]

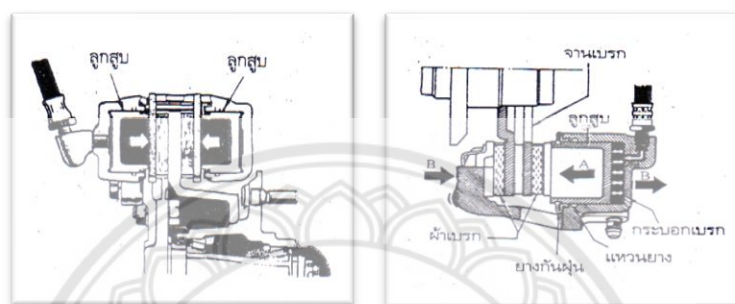
2.2.1.2 แผ่นจานเบรก เป็นส่วนที่หมุนตามแกนเพลารถยนต์ ส่วนใหญ่จานเบรกจะทำจากเหล็กหล่อมีทั้งแบบมีช่องระบายอากาศและแบบไม่มีช่องระบายอากาศ โดยแผ่นจานเบรกแบบมีช่องระบายอากาศ จะนิยมใช้กันมากเพราะระบายความร้อนได้ดีทำให้การเบรกมีประสิทธิภาพสูงกว่าแบบไม่มีช่องระบายอากาศ



รูปที่2.7 แผ่นจานเบรกแบบปิดแผ่นและแบบมีช่องระบายอากาศ

[ที่มา:<http://www.technicar.com>]

2.2.1.3 คาลิปเปอร์ หรือเรียกว่า ก้ามปูเบรก ซึ่งจะติดตั้งอยู่บนแผ่นจานดิสก์เบรก โดยภายในก้ามปู จะประกอบไปด้วยแผ่นผ้าเบรกและมีปัมเบรก เมื่อล้อหมุนแผ่นจานเบรกจะหมุนตามล้อ ส่วนก้ามปูเบรกจะอยู่กับที่ไม่หมุนตาม เมื่อเราเหยียบเบรคน้ำมันเบรกจะถูกดันไปที่แม่ปัมเบรกที่อยู่ในก้ามปูเบรก และจะถูกดันโดยลูกสูบ ทำให้เกิดการเสียดทานระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรก ทำให้เกิดแรงเสียดทานต้านการหมุนของล้อ รถจึงชะลอความเร็วได้ โดยก้ามปูเบรก สามารถแบ่งออกได้ 2 แบบ คือ ก้ามปูเบรกแบบ 2 ลูกสูบ และก้ามปูเบรกแบบ 1 ลูกสูบ



รูปที่ 2.8 ก้ามปูเบรกแบบ 2 ลูกสูบ และ 1 ลูกสูบ

[ที่มา: <http://www.technicar.com>]

2.2.2 การเกิดเบรกเฟด (Brake Fade)

เบรกเฟด หมายถึง ประสิทธิภาพในการหยุดรถของเบรกลดลงเรื่อยๆ เสมอมาเรื่อยๆ และถ้าปล่อยไว้นาน เบรกจะไม่ทำงานในที่สุด เนื่องจากระบบเบรกเป็นระบบที่มีความร้อนสูง สิ่งที่เป็นปัจจัยหลักสำคัญของระบบเบรกแบบดิสก์เบรก คือ การระบายความร้อนและประสิทธิภาพของจานเบรก ถ้าแผ่นจานเบรกสามารถสร้างแรงเสียดทานได้สูง แต่ไม่ทนความร้อนแผ่นจานเบรกก็จะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นจึงเกิดเบรกเฟดได้ ดังนั้นระบบเบรกที่ดีควรต้องมีความสมดุลระหว่างการสร้างแรงเสียดทานและการระบายความร้อน ซึ่งเบรกเฟดสามารถเกิดขึ้นได้ 2 กรณี คือ

- กรณีเบรกเฟดเพราะแรงเสียดทาน (Friction Fade) เกิดจากการเบรกอย่างรุนแรงหรือใช้เบรคนานเกินไป ทำให้เบรกทำงานหนักจนทำให้จานเบรกและผ้าเบรกร้อน จึงเกิดก๊าซขึ้นก๊าซจะเข้าไปแทรกระหว่างจานเบรกและผ้าเบรก ทำให้จานเบรกและผ้าเบรกสัมผัสกันได้น้อยลงทำให้ประสิทธิภาพของการเบรกลดลงหรือเรียกว่า เบรกหาย
- กรณีเบรกเฟดเพราะน้ำมันเบรกเดือด (Fluid Fade) เกิดจากการเบรกอย่างรุนแรงมากเกินไป จึงเกิดฟองอากาศที่น้ำมันเบรกภายในท่อ น้ำมันเบรก ทำให้แรงดันน้ำมันที่ฉีดเข้าสู่ก้ามปู ซึ่งกดผ้าเบรคนั้นไม่ปกติ ทำให้การเบรคนั้นมีประสิทธิภาพน้อยลง



รูปที่2.9 เบรกเฟดที่เกิดจากแรงเสียดทาน(Friction Fade)

[ที่มา:<http://car.boxzaracing.com>]

- แรงบิดจากการเบรก(Braking torue)[4] คือ แรงที่เกิดจากความเสียดทานระหว่างผิวหน้ายางกับพื้นถนนคูณกับรัศมีของยางซึ่งมีค่าเท่ากับโมเมนต์ต้านที่เกิดจากแรงเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานล้อ

สมการแรงบิดจากการเบรกหาจาก

$$T_b = T_d$$

$$F_b \times R = F_d \times r$$

$$M_t \times mg \times R = \mu_s \times \omega_s \times r$$

- โดยที่ T_b = แรงบิดที่เกิดจากการเบรก (Nm)
- T_d = แรงบิดเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานล้อ (Nm)
- F_b = แรงเสียดทานระหว่างยางกับถนน (N)
- F_d = แรงเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานล้อ (N)
- R = รัศมีของยางล้อ (m)
- r = รัศมีของจานล้อ (m)
- μ_s = สัมประสิทธิ์ แรงเสียดทานระหว่างผ้าเบรกกับจานล้อ
- μ_t = สัมประสิทธิ์ แรงเสียดทานระหว่างล้อกับถนน
- ω_s = แรงกดระหว่างผ้าเบรกและจานล้อ (N)

เนื่องจากเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานนั้นเบรกไม่ได้ติดตั้งกับล้ออย่างจริงจังคิดค่าโมเมนต์ต้านเบรกเพียงอย่างเดียว

สมการแรงเสียดทานระหว่างผ้าเบรกและจานดิสก์เบรก

$$F_d = \mu_s \times \omega_s \quad (\text{N}) \quad (2.5)$$

สมการแรงบิดจากการเบรก(Braking torue) ที่เกิดขึ้นที่จานเบรก

$$T_d = \mu_s \times \omega_s \times r \quad (\text{Nm}) \quad (2.6)$$

2.2.3 ดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์(disc brake dynamometer)



รูปที่2.10 ระบบดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์(disc brake dynamometer)

[ที่มา: <https://www.mdpi.com/2076-3417/7/9/873/html>]

2.2.3.1 ดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์[12] คือ การนำดิสก์เบรกมาใช้เป็นโหลดของเครื่องทดสอบไดนาโมมิเตอร์ โดยการสูญเสียพลังงานในรูปแบบของความร้อน ซึ่งถ้าเปรียบเทียบกับการใช้โหลดประเภทอื่นๆอย่าง เช่น ระบบน้ำ,ระบบแม่เหล็ก มาใช้เป็นโหลดจะมีข้อเสียมากกว่า เนื่องจากการใช้โหลดประเภทอื่นจะไม่ทำลายตัวสร้างโหลด แต่โหลดชนิดแรงเสียดทานแบบดิสก์เบรก ซึ่งง่ายต่อการติดตั้งและระบบไม่ซับซ้อนจึงเลือกใช้โหลดแบบแรงเสียดทานโดยใช้ดิสก์เบรก โดยข้อดีและข้อเสียของดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์ ดังนี้

ข้อดีของดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์

- ราคาถูกกว่าการใช้โหลดชนิดอื่นๆ
- ติดตั้งและควบคุมง่าย

ข้อเสียของดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์

- มีความร้อนสูงเมื่อใช้งานหนัก จึงทำให้การเบรกไม่มีประสิทธิภาพเท่าเดิม
- แผ่นดิสก์เบรกอาจแตกได้ขณะใช้งาน จึงต้องออกแบบการป้องกันเพิ่มเติมเพื่อความปลอดภัย
- การบำรุงรักษาผ้าเบรกสูง เนื่องจากการเสียดสีของจานเบรกและแผ่นดิสก์เบรก

2.2.3.1 การคำนวณระบบดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์(disc brake dynamometer) จากงานวิจัยของPakkip Kraisoda[12] จากมหาวิทยาลัยกาฬสินธุ์ ได้ศึกษาในเรื่องของต้นแบบของดิสก์เบรกไดนาโมมิเตอร์(Prototype of Disc Brake Dynamometer) โดยการหาประสิทธิภาพของการเบรกได้ดังนี้

$$\eta_{bt} = \frac{BP}{Q_f} \quad (2.7)$$

$$BP = \frac{2\pi TN}{6000}$$

โดยที่ BP = กำลังของการเบรก/แรงม้า(kW)

T = แรงบิด(Nm)

N = ความเร็วรอบ(RPM)

$$Q_f = \dot{m}_f LHV \quad (2.8)$$

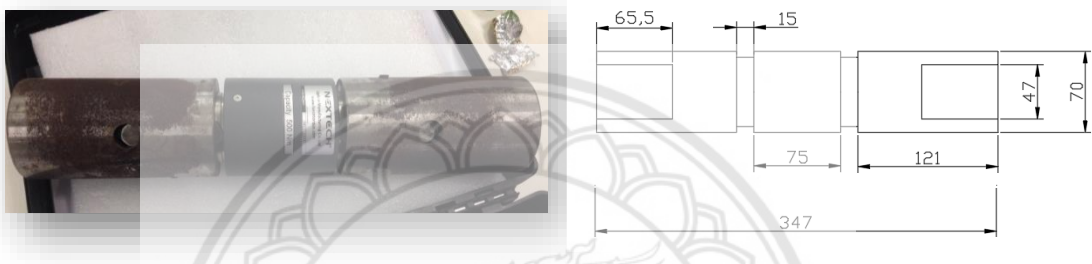
โดยที่ Q_f = ค่าความร้อนของการเผาไหม้เชื้อเพลิง(kW)

\dot{m}_f = อัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง(kg/hr)

LHV = ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง(kJ/kg)

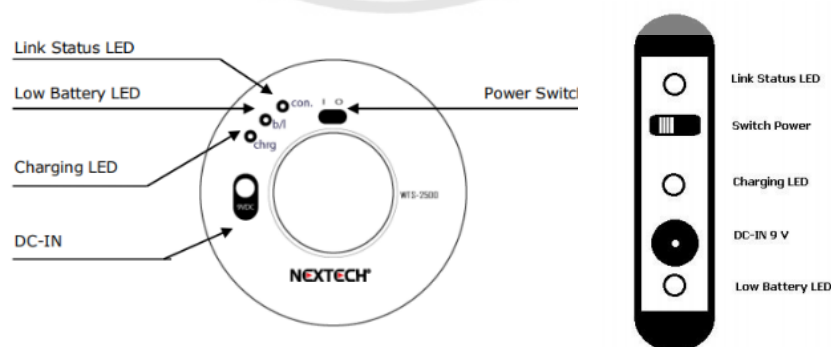
2.3 เครื่องวัดแรงบิด(Torque Transducer)

ในระบบจะใช้ทอร์คประเภทอ่านค่าแรงบิดแบบไร้สาย(Wireless Torque Indicator: WT) ขนาด 500 Nm ที่เชื่อมต่อกันแบบเรียลไทม์โดยตัวอ่านค่าทอร์คและตัวแปลงสัญญาณจะเชื่อมต่อกันแบบไร้สาย ซึ่งสามารถวัดแรงบิดได้ตลอดเวลาและสามารถเปลี่ยนไปใช้ตัวแปลงสัญญาณภายนอกอื่นได้ตัวทอร์ค WT สามารถวัดแรงบิด“ +” (ตามเข็มนาฬิกา) และแรงบิด“ -” (ทวนเข็มนาฬิกา) ได้อย่างแม่นยำ โดยทอร์คตัวนี้ผลิตจากบริษัท NEXTECH



รูปที่ 2.11 ตัวอ่านค่าแรงบิดแบบไร้สาย(Wireless Torque Indicator: WT)

Wireless Torque Indicator: WT ชนิดนี้เหมาะสำหรับใช้ภายในอาคารเท่านั้น โดยมีอุณหภูมิในการทำงาน: 60 ° F - 95 ° F (15 ° C - 35 ° C) และมีความชื้นสูงสุดที่ 70% สัมผัส ขนาดและน้ำหนัก รวมทั้งหมดขนาด: 7x34.7 ซม. น้ำหนัก 13 กก.มีอัตราการชาร์จ 500 mA 9 โวลต์ DC ใช้เวลาในการชาร์จ: 4-6 ชั่วโมง(สำหรับการชาร์จเต็ม) อินเทอร์เฟซตัวแปลงสัญญาณแบบไร้สาย 2.4 GHz อัตรารับส่งข้อมูลสูงสุด: 0.010 S แรงบิดขั้นต่ำอ่านได้อย่างน้อย 5% ของพิกัดความจุ



รูปที่ 2.12 สัญลักษณ์ที่แสดงการใช้งานในตัวทอร์คเซนเซอร์ WT

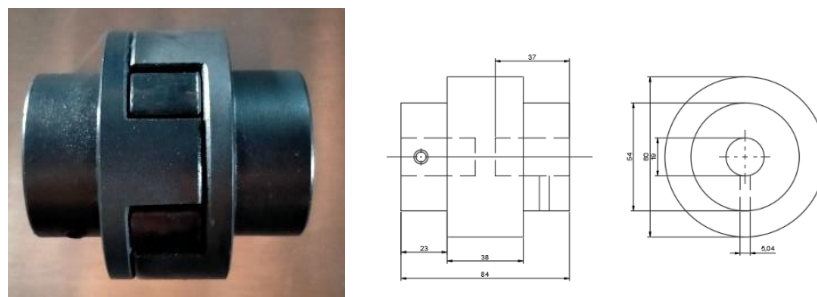
การอ่านค่าแรงบิดสามารถเปลี่ยนหน่วยวัดตามได้ดังต่อไปนี้ หน่วยวัด N-m, kgf-cm, kgf-m, in-lbf, ft-lbf โดยที่ Main Menu มี 3 แบบ คือ CALIBRATION(การทดสอบแรง),DIAGNOSTIC(การตรวจสอบWT),ABOUT(ข้อมูลของเครื่อง)



รูปที่ 2.13 ตัวแสดงค่าแรงบิดที่เกิดจากทอร์คเซนเซอร์

2.4 คัปปลิ่ง(coupling)

คัปปลิ่ง หรือเรียกว่าประกับเพลลาหรือยอย[9] เป็นอุปกรณ์ใช้สำหรับต่อแกนเพลลา โดยส่งผ่านแรงบิดจากเพลลาต้นกำลังสู่เพลลาเครื่องจักร ซึ่งจะรองรับการทำงานภายใต้ภาวะเอียงศูนย์ และชดเชยระยะการเคลื่อนตัวระหว่างปลายเพลลา โดยเลือกใช้คัปปลิ่งแบบปากเสียบเลื่อน(Claw or Jaw coupling) โดยใช้คัปปลิ่งแบบ DIN 740 เป็นคัปปลิ่งแบบยึดหยุนที่มีลักษณะมีส่วนเว้าเข้าข้าง ในคัปปลิ่งนี้มี Hubs 2 ตัว ใช้ประกบกับยางในลักษณะของฟันเฟืองแบบ pinion(เฟืองตัวเล็ก) การต่อของคัปปลิ่งแบบนี้มั่นใจได้ว่าจะสามารถส่งแรงบิดได้เรียบและทำไมให้เกิดการหมุนไม่สม่ำเสมอของแรงบิด output จากมอเตอร์ได้



รูปที่ 2.14 คัปปลิ่งแบบปากเสียบเลื่อน(Claw or Jaw coupling) DIN 740

คัปปลิงชนิดนี้เหมาะกับมอเตอร์ที่มีขนาดเฟรมเล็กๆ ที่ความสูงเพลานี้ไม่ควรเกิน 400 มม. และช่วยลดการกระตุกของแรงบิดขณะเริ่มหมุนและลดแรงบิดกระตุก impulse(กระตุ่น) สามารถยอมรับการเยื้องศูนย์ของแกนเพลาระหว่างมอเตอร์กับโหลดได้เล็กน้อยและสามารถติดตั้งได้ทั้งแนวตั้งและแนวนอน ทำให้สะดวกสำหรับการติดตั้งหรือถอดและต่อแกนเพลาทังด้านมอเตอร์ขับและด้านโหลด

2.5 ลูกปืน(Bearing Unit)

ลูกปืนหรือเรียกว่าตลับลูกปืนตุ๊กตา มีคุณสมบัติสามารถรับแรงได้ทั้งแรงในแนวแกนและแนวรัศมี สามารถรับการเยื้องของแนวเพลานี้ได้ ใช้งานได้ดีที่ความเร็วปานกลาง-สูงขึ้นอยู่กับพิกัดงานสวม

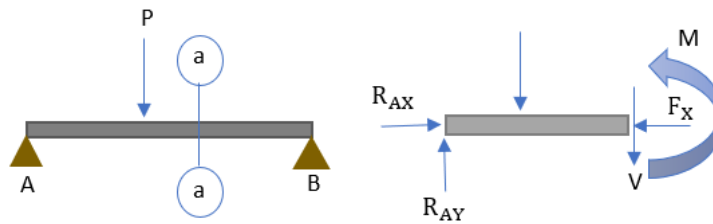


รูปที่ 2.15 ตลับลูกปืนตุ๊กตา(Bearing Unit) UCP 204-12 Bearing Units ขนาด 20 mm

2.6 แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดบนคาน

แรงเฉือนและโมเมนต์ดัด[8] คือ ค่าที่แสดงการรับแรงของคาน โดยค่าแรงเฉือนจะเป็นค่าที่กำหนดขนาดและระยะห่างของคาน ส่วนค่าโมเมนต์ดัดจะเป็นค่าที่กำหนดขนาดและหน้าตัดของคาน ที่เราต้องการออกแบบ เมื่อเรารู้ค่าแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดในคานที่เราออกแบบได้ คานที่เราออกแบบก็จะมีประสิทธิภาพในการรับแรงได้อย่างเหมาะสม แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดจึงเป็นเรื่องที่สำคัญในการออกแบบเพลาลง

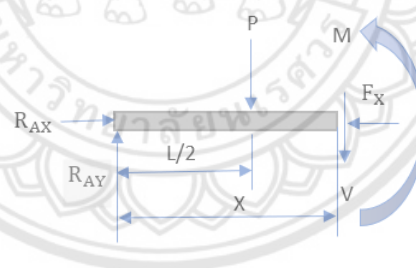
2.6.1 แรงที่เกิดขึ้นบนคาน แรงที่กระทำบนคานประกอบไปด้วย แรงดึง-แรงอัด(T-C) ,แรงเฉือน(V),แรงโมเมนต์(M) โดยการหาค่าแรงที่เกิดขึ้นบนคานนั้นจะหาได้จากการคำนวณการสมดุลของแรงที่เกิดขึ้นบนเพลาลง ดังรูปที่ 2.16 ภาพแนวแรงที่เกิดขึ้นบนคาน



รูปที่ 2.16 แรงที่เกิดขึ้นบนคาน

จากรูปที่ 2.16 เป็นคานวางอยู่บนฐาน 2 จุด คือ จุด A และจุด B โดยฐานของคานนั้นมีหลายแบบ เช่น แบบบานพับ, แบบลูกล้อ, แบบสปริง หรือแบบยึดแน่นที่ฐาน ซึ่งฐานแต่ละแบบก็จะมีค่าแรงที่ต่างกัน จากรูปที่จุด A เป็นฐานรองรับคานแบบบานพับ ซึ่งจะมีแรงในแนวแกน X และ Y โดยที่หน้าตัด a-a จะมีค่าแรงเฉือนที่มีทิศทางเป็นบวกและมีค่าแรงในแนวแกน X รวมทั้งมีแรงโมเมนต์ที่มีค่าตรงข้ามกับแรงกดที่กระทำบนคาน โดยการหาค่าแรงต่างๆจะหาได้โดยการสมดุลแรง 2 กรณี คือ การหาแรงในแนวแกน X หรือ Y และการหาแรงโมเมนต์โดยการคิดโมเมนต์ที่จุดที่เลือกคำนวณ

2.6.2 การคำนวณหาค่าแรงเฉือนและโมเมนต์



รูปที่ 2.17 แรงที่กระทำบนคานที่หน้าตัด a-a

จากรูปที่ 2.16 ที่หน้าตัด a - a เพิ่มระยะของแรงจึงได้รูปที่ 2.17

สมการของแรงเฉือน

$$\Sigma F_y = 0; R_{AY} - P - V = 0$$

$$V = R_{AY} - P$$

สมการของโมเมนต์ตัด

$$\Sigma M_{cut} = 0; (R_{AY} \times x) - [P(x - L/2)] - M = 0$$

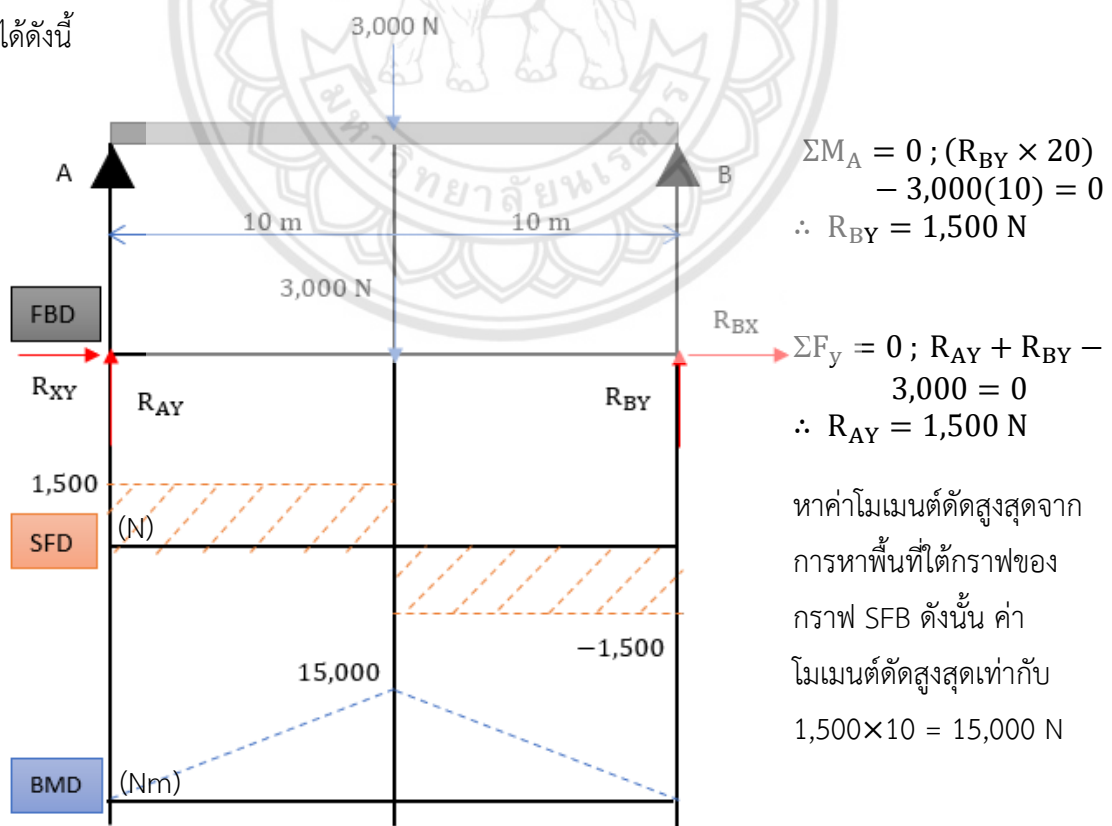
$$M = (R_{AY} \times x) - [P(x - L/2)]$$

2.6.3 การคำนวณและแสดงแนวแรง(FBD,SFD,BMD)

- การเขียนแผนภาพแรงที่กระทำบนคาน ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญเริ่มต้นในการคำนวณหา ค่าแรงสมดุลงบนคานและเป็นสิ่งสำคัญในการสร้างกราฟของแรงเฉือน และกราฟ แสดงแรงบิดที่เกิดขึ้นบนคาน
- การเขียนภาพแนวแรงเฉือน(SFD) คือแผนภาพที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง แรงเฉือนกับความยาวของคาน
- การเขียนภาพแนวแรงบิด(BMD) คือแผนภาพที่แสดงความสัมพันธ์ ระหว่างโมเมนต์ ดัดกับความยาวของคาน

ดังนั้น การหาค่าโมเมนต์ดัดสูงสุดในคานเพื่อที่จะนำไปกำหนดขนาดหน้าตัดของคานและ ค่าแรงเฉือนเพื่อไปกำหนดตำแหน่งของการออกแบบฐาน

ยกตัวอย่าง การหาค่าของSFD และBMD จากคานขนาดความยาว 20 m โดยคานวางอยู่บนฐานที่ เป็นแบบบานพับ และมีแรงขนาด 3 kN กดลงบนคาน จึงคำนวณและวาดFBD และกราฟ SFD,BMD ได้ดังนี้



รูปที่ 2.18 กราฟแสดงแนวแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด

2.7 การออกแบบเพลลา

เพลลาเป็นส่วนสำคัญในการส่งกำลังจากแหล่งจ่ายกำลัง เช่น เครื่องยนต์,มอเตอร์ไฟฟ้า โดยหลักการออกแบบเพลลานั้นควรออกแบบให้เหมาะสมกับลักษณะของการนำไปใช้งานและภาระที่เพลลาต้องรับเป็นหลัก โดยเพลลาที่มีประสิทธิภาพสูงมักจะทนแรงบิดที่เกิดขึ้นในระบบได้สูง ดังนั้นการคำนวณหาขนาดหน้าตัดเพลลา จึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างมากเพราะถ้าเรานำเพลลาที่มีขนาดไม่เหมาะสม มาใช้งานอาจทำให้เกิดความเสียหายและอาจเป็นอันตรายแก่ผู้ใช้งานได้

2.7.1 วัสดุและขนาดที่ใช้ทำเพลลา

การเลือกวัสดุที่ใช้ในการทำเพลลา โดยส่วนมากจะใช้เหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) และถ้าต้องการเน้นความเหนียวของเพลลาจะใช้เหล็กกล้าผสมกับโลหะชนิดที่เพิ่มความเหนียว เช่น เหล็ก AISI 1347, 3140, 4150 เป็นต้น โดยเพลลาที่มีขนาดหน้าตัดใหญ่กว่า 90 mm จะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนที่ผ่านการรีดความร้อนมาแล้ว เพื่อให้เพลลามีมาตรฐานเหมือนกัน ดังนั้น องค์กรมาตรฐานระหว่างประเทศ จึงได้กำหนดมาตรฐานขนาดของเพลลา เพื่อให้ผู้ออกแบบเลือกใช้และสามารถตรวจสอบประสิทธิภาพของเพลลาได้ ซึ่งจะระบุขนาดของเพลลาใน ISO/R755-1965 ดังตาราง 2.1

ตาราง 2.1 แสดงขนาดระบุของเพลลาตามมาตรฐาน ISO/R755-1969

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เป็นมิลลิเมตร				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
12	50	95	180	340
14	55	100	190	360
18	60	110	200	380
20	65	120	220	-

2.7.2 การออกแบบเพลลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

เนื่องจากแรงที่กระทำบนเพลลามีทั้งแรงบิดและแรงกด เพราะฉะนั้นจึงเลือกใช้วิธีการออกแบบเพลลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง ดังสมการ

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

ภาวะความเค้นเฉือนที่เกิดจากการบิดตัวของเพลลาที่ส่งมาจากกำลังของมอเตอร์หาจาก

$$\tau_{eq} = \frac{\tau_n \tau_m}{\tau_y} + K_{fs} \tau_a \quad (2.10)$$

โดยที่

ค่าแรงเฉือนโดยทฤษฎีของออกตะฮีดรัลมีค่าเท่ากับ

$$\tau_n = 0.577 \sigma_n \quad (2.11)$$

ค่าความเค้นเฉือนเฉลี่ยหาจาก

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (2.12)$$

ค่าแรงเฉือนโดยทฤษฎีของออกตะฮีดรัลมีค่าเท่ากับ

$$\tau_y = 0.577 \sigma_y \quad (2.13)$$

ค่าความเค้นเฉือนส่วนเปลี่ยนหาจาก

$$\tau_a = \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (2.14)$$

ภาวะความเค้นกดที่เกิดจากน้ำหนักของอุปกรณ์ที่อยู่บนเพลลาหาจาก

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_n \sigma_m}{\sigma_y} + k_f \sigma_a \quad (2.15)$$

โดยที่

ค่าความเค้นส่วนเปลี่ยน

$$\sigma_a = \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (2.16)$$

ค่าขีดจำกัดความต้านทานแรงทนทาน

$$\sigma_n = k_a \times k_b \times k_c \times 0.5 \sigma'_n \quad (2.17)$$

ความเค้นเฉลี่ย

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (2.18)$$

ค่าตัวประกอบความหนาแน่น k_f, k_{fs}

สมการค่าความเค้นออกแบบ

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N_y} = \frac{Mc}{I} \quad (2.19)$$

2.8 ค่าความปลอดภัย(safety factor) ในการออกแบบเพลลาและฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ ชนิดแรงเสียดทาน

การเลือกใช้ค่าความปลอดภัยเมื่อถือความแรงดึงคราก(σ_y)เป็นหลัก ดังนี้

$$N_y = \frac{\text{ความต้านทานแรงดึงคราก}}{\text{ความเค้นที่คำนวณได้}} \quad (2.20)$$

$$N_y = \frac{682.60}{319.48} = 2.28$$

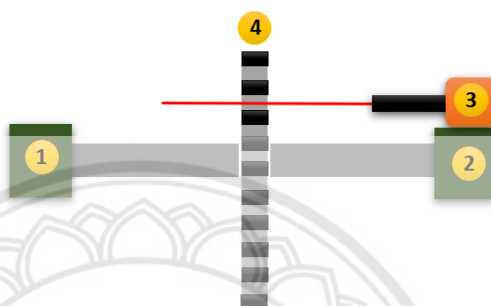
ตาราง2.2 ค่าความปลอดภัย(safety factor)

ชนิดของแรง	เหล็กเหนียวและโลหะเหนียว		เหล็กหล่อและโลหะเปราะ
	N_y	N_u	N_u
แรงอยู่นิ่ง	1.5-2	3-4	5-6
แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือ แรงกระแทกเล็กน้อย	3	6	7-8
แรงซ้ำสองทิศทางหรือ แรงกระแทกเล็กน้อย	4	8	10-12
แรงกระแทกอย่างหนัก	5-7	10-15	15-20

จากตาราง2.2 เมื่อแรงที่กระทำบนแกนเพลลารับแรงสองทิศทางคือแรงดึงและแรงกด จึงเลือกใช้ค่าความปลอดภัยเท่ากับ 4 ในการหาขนาดของเพลลา

2.9 การออกแบบและหาค่าความเร็วรอบของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

จะใช้เฟืองติดตั้งไปที่เพลลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ระหว่างลูกปืนตัวที่หนึ่งและลูกปืนตัวที่สอง และมีชุดอ่านค่าจำนวนฟันเฟือง โดยใช้เลเซอร์ยิงระหว่างช่องว่างกับฟันเฟือง เมื่อเฟืองหมุนฟันเฟืองก็จะตัดกับเลเซอร์และผ่านไปช่องว่างสลับกันไปมา จึงนำมาคำนวณหาค่าความเร็วรอบได้ ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.19 การติดตั้งชุดอ่านความเร็วรอบ

โดยที่

หมายเลข 1,2 คือ ลูกปืนตัวที่ 1 และตัว ที่สอง

หมายเลข 3 คือ ชุดเลเซอร์และตัวอ่านค่า

หมายเลข 4 คือ เฟืองที่ติดตั้งลงบนเพลลา

ยกตัวอย่าง ทำติดตั้งเฟืองบนเครื่องไดนาโมมิเตอร์ที่มีจำนวนซี่เฟืองทั้งหมด 50 ซี่ โดยเครื่องอ่านค่าซี่เฟืองที่วิ่งผ่านจุดเลเซอร์ในเวลา 1 นาที ได้ทั้งหมด 20,000 ซี่

จากเฟืองมีทั้งหมด 50 ซี่ เท่ากับ 1 รอบ

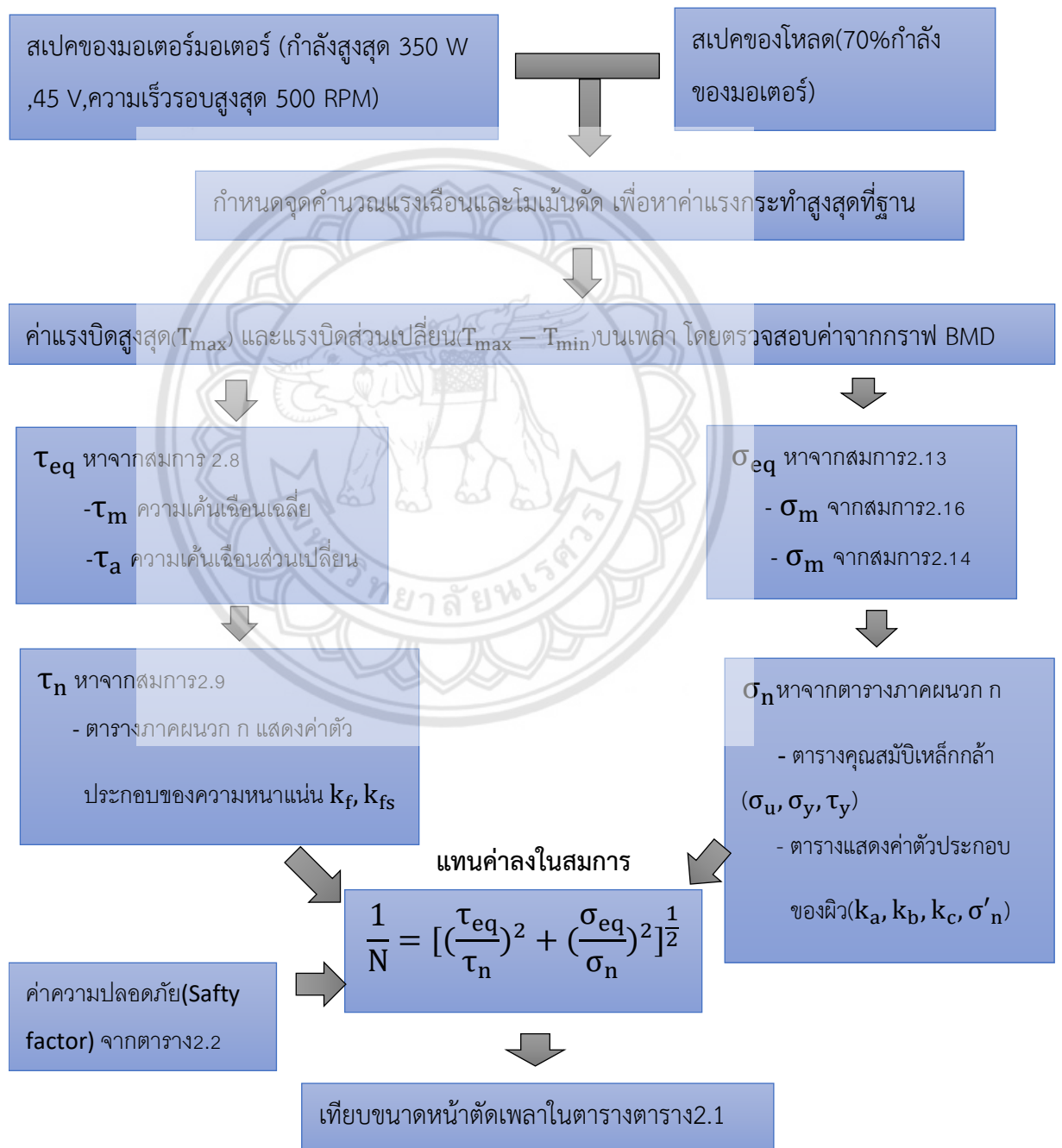
$$\text{ดังนั้น 1 นาที} = \frac{20,000}{50} = 400 \text{ รอบ}$$

บทที่ 3

การดำเนินงานและการสร้าง

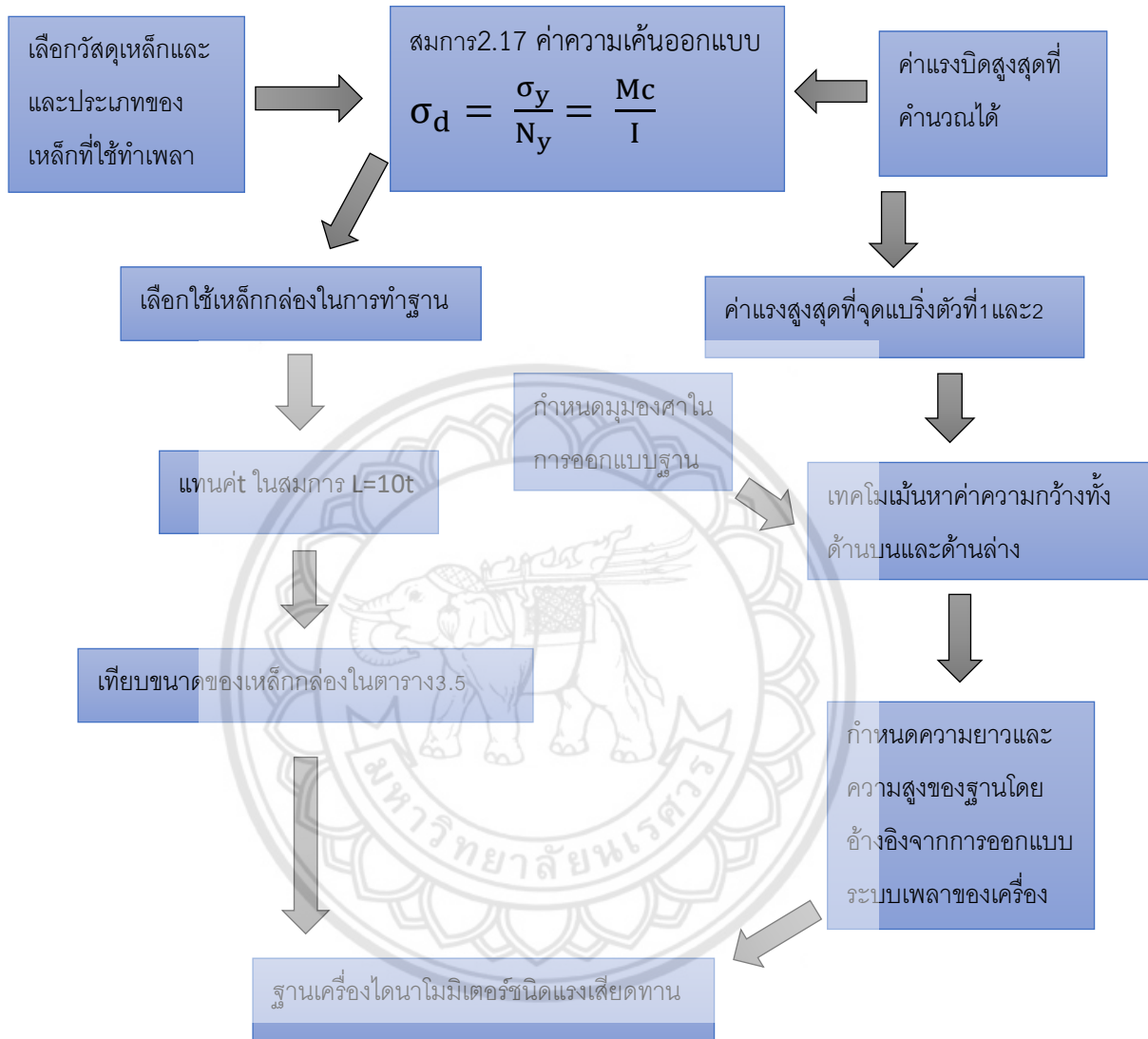
การคำนวณและออกแบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

3.1 ขั้นตอนการหารัศมี หรือเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน



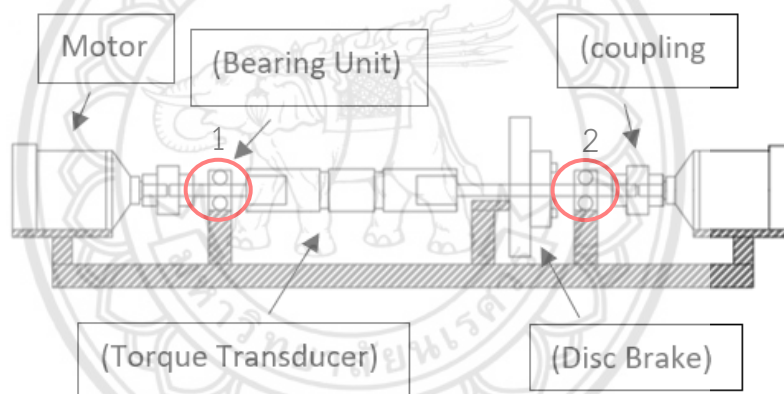
รูปที่ 3.1 แผนภาพขั้นตอนการหารัศมี หรือเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลาเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

3.2 ขั้นตอนการออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน



รูปที่ 3.2 แผนภาพขั้นตอนการออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

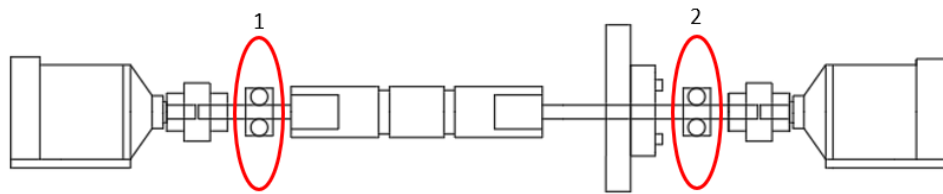
การคำนวณและการออกแบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน โดยส่วนประกอบของเครื่องมีมอเตอร์กระแสตรงชนิดไม่มีแปรงถ่าน(Brushless Motor DC) เป็นตัวขับหนึ่งตัว(ฝั่งซ้าย) และเป็นตัวตามเป็นโหนดหนึ่งตัว(ฝั่งขวา) และมีคัปปลิ่ง(coupling)หรือเฟลาถอยเชื่อมต่อระหว่างมอเตอร์กับเฟลาทั้งสองข้าง และเชื่อมต่อเข้ากับตัวอ่านค่าแรงบิดแบบไร้สาย(Wireless Torque Indicator: WT) และต่อเข้ากับระบบเบรกดิสก์(Disc brakes) ซึ่งใช้เป็นโหนด และติดตั้งเพื่องวัดความเร็วรอบเข้าไปในระบบ ซึ่งจะต้องคำนวณหาขนาดของเฟลาเครื่องทดสอบ จากการหาค่าของแรงที่กระบนแกนเฟลา และการคำนวณหาขนาดของเหล็กที่นำมาใช้ในการทำฐานของเครื่องทดสอบ รวมถึงการออกแบบเครื่องทดสอบแบบสามมิติ จากคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรมโซลิดเวิร์ก(Solid works 3D) เพื่อให้เห็นภาพได้ชัดเจนมากขึ้น โดยการติดตั้งอุปกรณ์ของเครื่องทดสอบให้เป็นระบบได้ ดังรูปที่3.3



รูปที่3.3 การออกแบบและตำแหน่งอุปกรณ์ของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

3.3 การคำนวณหาขนาดหน้าตัดของเฟลา

จากรูปที่3.3 แสดงตำแหน่งของอุปกรณ์ที่เชื่อมต่อกันในระบบของเครื่องทดสอบ ซึ่งตำแหน่งระหว่างหมายเลข 1 ถึงหมายเลข 2 เป็นตำแหน่งที่รองรับน้ำหนักของอุปกรณ์สูงสุดและถ้าเลือกใช้เฟลาที่ไม่สมดุลกับระบบอาจทำให้เฟลาหักและอาจเกิดการแกว่งของเฟลาหรือเรียกว่าเฟลาตกท้องข้าง ขณะใช้งาน ดังนั้นจึงเลือกคำนวณค่าแรงที่รับน้ำหนักสูงสุดที่สุดที่กระทำบนเฟลาที่จุดหมายเลข 1 ถึงหมายเลข 2 ดังรูปที่3.4

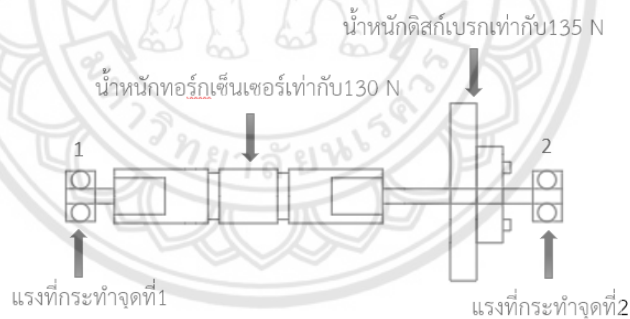


รูปที่3.4 การเลือกตำแหน่งที่นำมาคำนวณหาค่าแรงที่กระทำบนเพลลา

3.3.1 การคำนวณและการวาดแผนผังของค่าแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด โดยเกิดจากน้ำหนักของเครื่องอ่านค่าแรงบิดแบบไร้สายและดิสก์เบรกที่ตกลงบนแกนเพลลา โดยแผนผังจะแสดงค่า

- แรงที่กระทำบนเพลลา(FBD)
- กราฟแรงเฉือนที่เกิดขึ้นบนแกนเพลลา(SFD)
- กราฟแรงบิดที่เกิดขึ้นบนแกนเพลลา(BMD)

จากรูปที่3.2 แสดงแนวแรงที่กระทำบนเพลลาโดยพิจารณาจากหมายเลข1 ถึงหมายเลข 2 ดังรูปที่3.5



รูปที่3.5 แสดงแนวแรงจุดที่1-2 ที่กระทำบนเพลลา

3.3.2 การคำนวณหาตำแหน่งค่าโมเมนต์สูงสุดขณะเครื่องทดสอบทำงานที่กำลังสูงสุด 350 W โดยน้ำหนักของเครื่องทอร์คเซ็นเซอร์มีขนาด 130 N และน้ำหนักของดิสก์เบรกขนาด 135 N

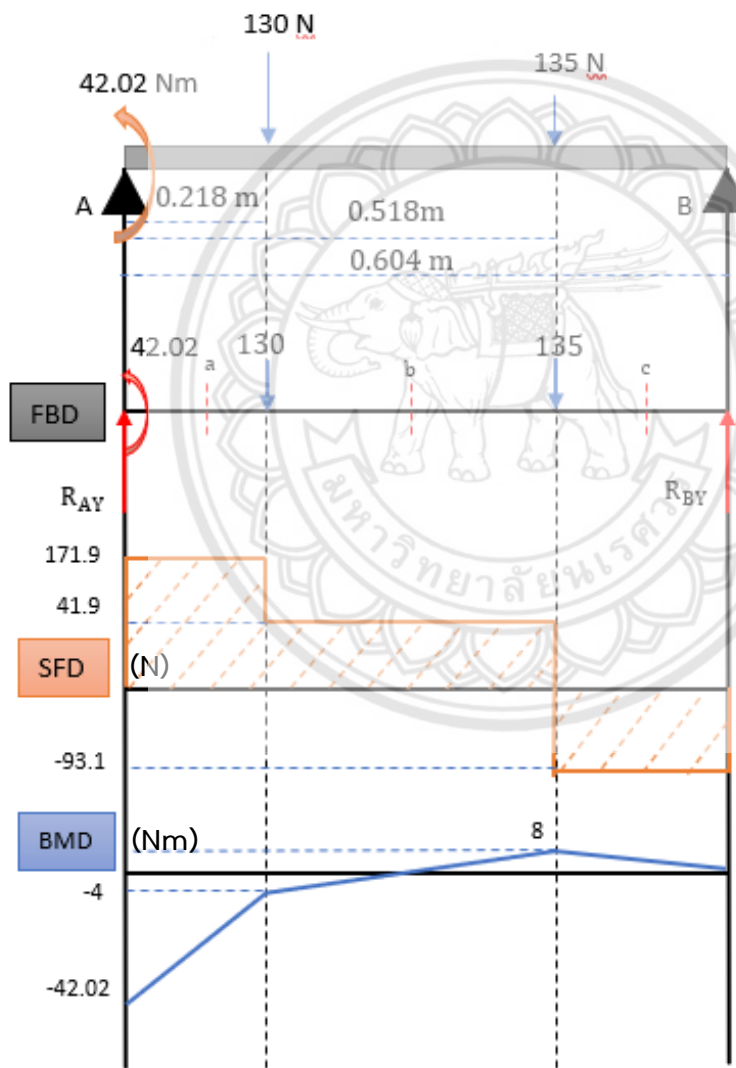
จากทฤษฎีการเปลี่ยนแปลงพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานกล $P_{\text{ไฟฟ้า}} = P_{\text{กล}}$ เมื่อมอเตอร์ที่ทดลองให้กำลังเต็มที่ $P = 350 \text{ W}$, $V = 45 \text{ v}$, $\omega = 500 \text{ rpm}$

จากสมการการเปรียบเทียบระหว่างกำลังไฟฟ้าและกำลังกล $P = IV = P = \tau\omega$

จาก $P = IV$ โดยที่ $I = \frac{P}{V} = \frac{350}{45} = 7.78 \text{ A}$

$IV = \tau\omega$ โดยที่ $\tau = \frac{IV}{\omega}$ สูงสุด

ดังนั้น $\tau = \frac{7.78 \times 45 \times 60}{500} = 42.02 \text{ N.m}$



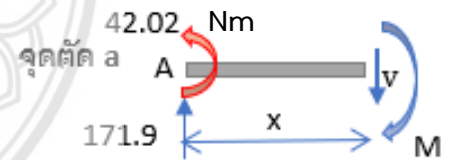
$$\Sigma M_A = 0 ; (R_{BY} \times 0.604) - 130(2.18) - 135(0.518) = 0$$

$$\therefore R_{BY} = 93.1 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 ; R_{AY} + R_{BY} - 130 - 135 = 0$$

$$\therefore R_{AY} = 171.9 \text{ N}$$

แรงเฉือนและโมเมนต์



$$\Sigma F_y = 0 ; 171.9 - v = 0$$

$$\therefore v = 171.9 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 ; 171.9(x) - 42.02 + M = 0$$

$$\therefore M = 171.9(x) - 42.02$$

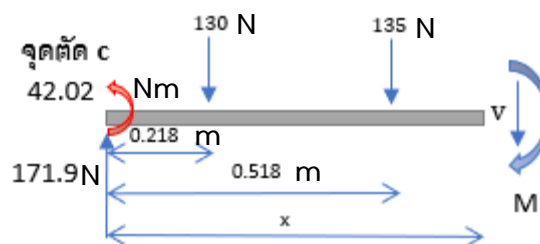
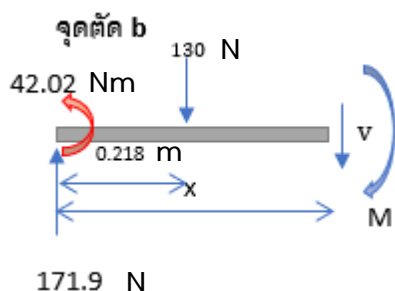
โดยที่ $0 \leq x \leq 0.218$

ที่ $x = 0.218$

$$\therefore M = -4 \text{ Nm}$$

รูปที่ 3.6 แรงเฉือนและโมเมนต์ตัดขณะที่มีมอเตอร์ทำงาน

สูงสุด 42.02 Nm



$$\Sigma F_y = 0 ; 171.9 - 130 - v = 0$$

$$\therefore v = 41.9 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 ; 171.9(x) - 130(x - 0.218)$$

$$-42.02 + M = 0$$

$$\therefore M = 171.9(x) - 130(x) + 28.34 - 42.02$$

โดยที่ $0.218 \leq x \leq 0.518$

$$\text{ที่ } x = 0.518 \therefore M = 8.02 \text{ Nm}$$

$$\Sigma F_y = 0 ; 171.9 - 130 - 135 - v = 0$$

$$\therefore v = 93.1 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 ; 171.9(x) - 130(x - 0.218)$$

$$-135(x - 0.518) - 42.02 + M = 0$$

$$\therefore M = 171.9(x) - 130(x) - 135(x) + 56.25$$

โดยที่ $0.518 \leq x \leq 0.604$

$$\text{ที่ } x = 0.604 \therefore M = 0 \text{ Nm}$$

ดังนั้น จากรูปที่ 3.6 เมื่อมอเตอร์ทำงานที่กำลังสูงสุดเพลารับน้ำหนักแรงบิดเท่ากับ 42.02 Nm และที่แปรงตัวที่ 1 รับน้ำหนักสูงสุดที่ 171.9 N

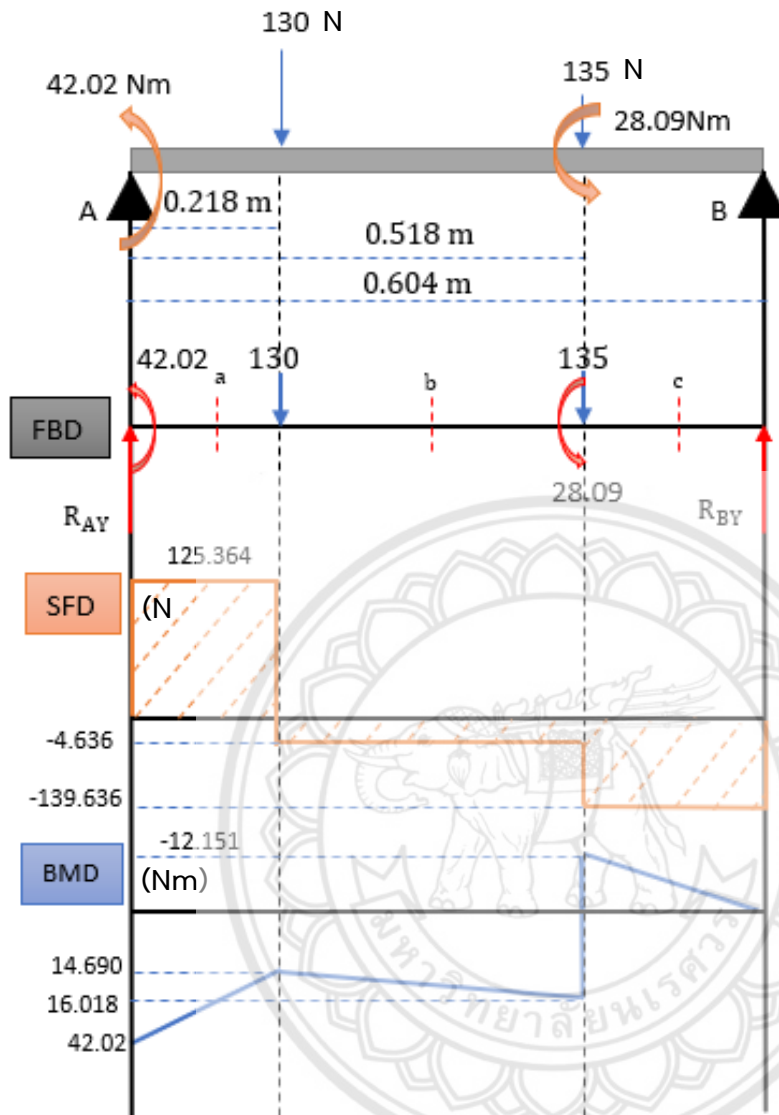
การคำนวณหาตำแหน่งค่าโมเมนต์สูงสุดขณะเครื่องทดสอบทำงานที่กำลัง 350 W เมื่อมอเตอร์ทำงานที่ความเร็วรอบสูงสุด 500 rpm โดยคำนวณในช่วงที่ใช้แรงเบรกที่ 70% ของกำลังมอเตอร์ที่ 350W จะได้ค่าแรงบิดที่เกิดจากการเบรก 70% ได้ดังนี้

$$\text{จากสมการ 2.7 } BP = \frac{2\pi TN}{6000}$$

$$T = \frac{BP \times 6000 \times 60}{2\pi N} = \frac{(0.35 \times 0.7 \times 6000 \times 60)}{2\pi(500)}$$

$$T = 28.09 \text{ N.m (แรงบิดที่เกิดจากโหลดมีค่าเท่ากับ 28.09 N.m)}$$

โดยแสดงการหาแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดที่กระทำบนเพลลาได้ ดังรูปที่ 3.7



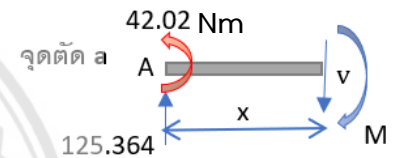
$$\Sigma M_A = 0 ; (R_{AY} \times 0.604) - 130(0.386) - 135(0.086) - 42.02 + 28.09 = 0$$

$$\therefore R_{AY} = 125.364 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 ; R_{AY} + R_{BY} - 130 - 135 = 0$$

$$\therefore R_{BY} = 139.363 \text{ N}$$

แรงเฉือนและโมเมนต์



$$\Sigma F_y = 0 ; 125.364 - v = 0$$

$$\therefore v = 125.364 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 ; 125.364(x) - 42.02 + M = 0$$

$$\therefore M = 42.02 - 125.364(x)$$

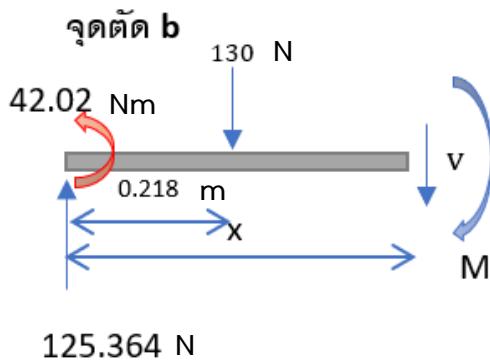
โดยที่ $0 \leq x \leq 0.243$

$$x = 0 \therefore M = 42.02 \text{ Nm}$$

$$\text{ที่ } x = 0.218 \therefore M = 14.690 \text{ Nm}$$

รูปที่ 3.7 แรงเฉือนและโมเมนต์ตัดขณะที่มีมอเตอร์ทำงานสูงสุด

42.02 Nm และแรงเบรก 70% ของมอเตอร์



$$\Sigma F_y = 0 ; 125.364 - 130 - v = 0$$

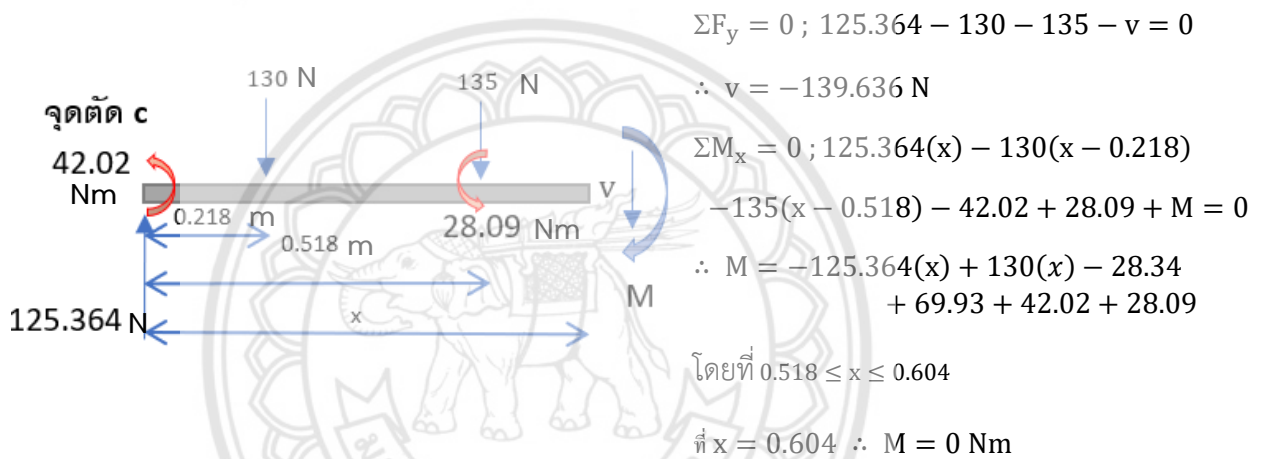
$$\therefore v = -4.636 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 ; 125.364(x) - 130(x - 0.218) - 42.02 + M = 0$$

$$\therefore M = 4.636(x) + 13.68$$

โดยที่ $0.218 \leq x \leq 0.518$

$$\text{ที่ } x = 0.518 \therefore M = 16.081 \text{ Nm}$$



$$\Sigma F_y = 0 ; 125.364 - 130 - 135 - v = 0$$

$$\therefore v = -139.636 \text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0 ; 125.364(x) - 130(x - 0.218) - 135(x - 0.518) - 42.02 + 28.09 + M = 0$$

$$\therefore M = -125.364(x) + 130(x) - 28.34 + 69.93 + 42.02 + 28.09$$

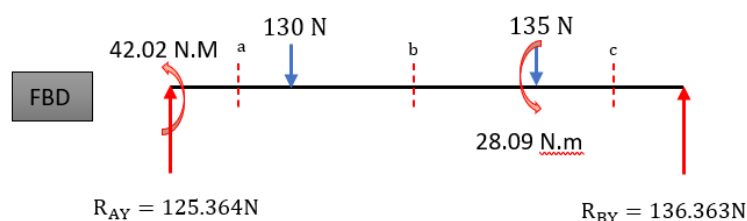
โดยที่ $0.518 \leq x \leq 0.604$

$$\text{ที่ } x = 0.604 \therefore M = 0 \text{ Nm}$$

ดังนั้น ค่าโมเมนต์ดัดสูงสุดที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ 42.02 Nm และผลต่างของค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ $42.02 - 28.09 = 13.93 \text{ Nm}$

3.3.3 การคำนวณหาขนาดหน้าตัดของเพลลา เลือกใช้เหล็กกลมตันในการทำเพลลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ โดยพิจารณาที่การทำงานของมอเตอร์ที่ความเร็วรอบ 500 rpm และกำลังที่มอเตอร์ให้ได้สูงสุด 350 w โดยเพลลาทำจากวัสดุ AISI C1137 ผิวเจียรระไน(ground) ซึ่งจะคำนวณหาค่าแรงเฉือนรวมโดยใช้ทฤษฎีของออกตะฮีดรัล ในการหาขนาดของเพลลา

ดังรูปที่ 3.8 แสดงแนวแรงที่เกิดบนเพลลากลมตัน



รูปที่ 3.8 แสดงแนวแรงที่เกิดบนเพลลากลมตัน

เมื่อเลือกใช้เหล็ก AISI C1137 ใช้ทำเพลลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์

จากภาคผนวก ก แสดงตารางคุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้า

ดังนั้น ค่าเฉลี่ยของค่าจุดล้าของโลหะหรือจุดที่โลหะเริ่มยืดตัว (σ_u) และค่าเฉลี่ยกำลังดึง (σ_y) ของเหล็ก AISI C1137 คำนวณได้จาก

$$\sigma_u = \frac{158 + 87}{2} = 122.50 \text{ ksi}$$

$$= 122.50 \times 6.895$$

$$\sigma_u = 844.64 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = \frac{138+60}{2} = 99 \text{ ksi}$$

$$= 99 \times 6.895$$

$$\therefore \sigma_y = 682.60 \text{ N/mm}^2$$

หาค่าความเค้นเฉือนสูงสุดของเหล็ก AISI C1137

จากสมการ 2.13 ทฤษฎีของออกตะฮีดรัล

$$\therefore \tau_y = 0.577 \sigma_y$$

$$= 0.577 \times 682.60$$

$$\therefore \tau_y = 393.86 \text{ N/mm}^2$$

ตารางที่ 3.1 แสดงตารางคุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้า

[ที่มา : วริทธิ์ อังภากรณ์, รศ. ชาญ ถนัดงาน การออกแบบเครื่องจักร เล่ม 1 (Machine Design)]

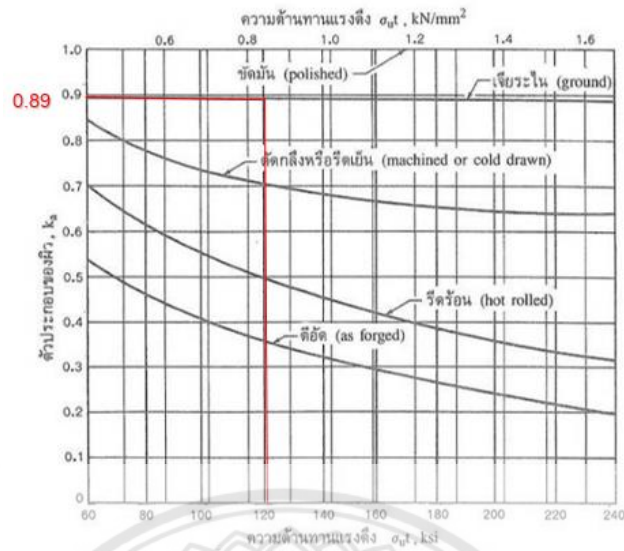
AISI Type	Tensile Strength, ksi	Yield Point, ksi	Elongation in 2 in., %	Reduction of Area, %	Impact Strength (Izod), ft-lb	Hardness		Machining
						Case (Brinell)	Case (Rockwell)	
Plain Carbon, Carburized Steels								
C1015	73	46	30	71	93	149	C62 (.048")	ไม่พอใช้
C1020	75	46	31	71	93	156	C62 (.046")	ไม่พอใช้
C1022	83	47	27	66	81	163	C62 (.046")	ดี
C1117	97	59	23	53	33	192	C65 (.045")	ดีมากถึงดีเลิศ
C1118	113	77	17	45	16	229	C61 (.065")	ดีมากถึงดีเลิศ
Plain Carbon, Hardened Steels								
C1030	122-75	93-59	19-33	48-71	8-100	495-179		พอใช้ถึงดี
C1040	113-89	86-62	19-33	48-68	36-72	262-183		พอใช้ถึงดี
C1050	142-96	103-61	10-30	42-63	16-53	321-192		พอใช้ถึงดี
C1060	180-103	112-66	12-28	40-60	14-23	321-212		ต้องอบนึ่ง
C1080	190-117	142-70	12-24	35-51	10-22	388-223		ต้องอบนึ่ง
C1095	188-190	120-74	10-26	30-53	5-6	401-229		ต้องอบนึ่ง
C1137	158-67	138-60	6-28	22-70	10-90	352-174		ดีถึงดีมาก
C1141	237-94	188-68	7-28	58-63	9-81	461-192		ดีถึงดีมาก
C1144	128-97	91-68	17-24	35-59	7-62	277-201		ดีถึงดีมาก

ดังนั้น ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดของเหล็ก AISI C1137 ใช้ทำเพลลาเท่ากับ 393.86 N/mm²

จากตารางภาคผนวก ก แสดงค่าตัวประกอบของผิวสำหรับเหล็กกล้า

เมื่อค่าจุดล้าของโลหะ (σ_u) = 122.50 ksi และเลือกใช้ผิวเหล็กแบบเจียรระไน (ground)

ดังนั้น ค่าตัวประกอบของผิวสำหรับเหล็กกล้า เท่ากับ $k_a \approx 0.89$



รูปที่ 3.9 กราฟค่าตัวประกอบของผิวสำหรับเหล็กกล้า

[ที่มา: วิชาวิธี อิงภากรณ์, รศ.ชาญ ถนัดงาน การออกแบบ เครื่องจักร เล่ม 1 (Machine Design)]

∴ ค่าตัวประกอบของผิว $k_a \approx 0.89$

สมมุติถ้าขนาดของเพลาเครื่องไดนาโมมีเตอร์มีขนาดใหญ่กว่า 8 mm และเล็กกว่า 50 mm

เมื่อค่าตัวประกอบของขนาด (k_b) เทียบจาก

$$K_b = 1, d < 8 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.85, 8 < d < 50 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.75, d > 50 \text{ mm}$$

$$K_c = 1.00 \text{ สำหรับการตัด}$$

ดังนั้น ค่าตัวประกอบของขนาด $k_b = 0.85$

จากสมการ 2.17 ค่าขีดจำกัดความต้านทานแรงทนทาน

$$\sigma_n = k_a \times k_b \times k_c \times 0.5\sigma_u$$

โดยที่ σ_u คือ ค่าขีดจำกัดความทนทาน (สำหรับการคงอยู่ 50%) ในกรณีของการตัด ซึ่ง $\sigma_u < 1380 \text{ N/mm}^2$

$$\text{ดังนั้น} \quad \sigma_n = 0.89 \times 0.85 \times 1 \times (0.5 \times 844.64)$$

$$\therefore \sigma_n = 319.48 \text{ N/mm}^2$$

จากสมการ 2.11 ค่าแรงเฉือนโดยทฤษฎีของออกตะฮีดรัล

$$\tau_n = 0.577\sigma_n = 0.577 \times 319.48$$

$$\therefore \tau_n = 184.34 \text{ N/mm}^2$$

การคำนวณค่าแรงเฉือนเฉลี่ยที่เกิดจากน้ำหนักของอุปกรณ์ที่กดลงบนเพลลา

จากตารางภาคผนวก ก แสดงค่าตัวประกอบความหนาแน่น (k_f) เมื่อ

กำหนดอุปกรณ์ที่อยู่บนเพลลาเชื่อมต่อกับเพลลาโดยการยึดแบบร่องลิ้น

ตารางที่ 3.2 แสดงค่าตัวประกอบความหนาแน่น (k_f, k_{fs})

[ที่มา: วรวิทธิ์ อิงภากรณ์, รัช.ชาญ ญัตติงาน การออกแบบ เครื่องจักร เล่ม 1 (Machine Design)]

		PROFILE		SLED-RUNNER	
		ตัด	บิต	ตัด	บิต
K_f	แอนนัล	1,6	1,3	1,3	1,3
	ขุมและวีต	2,0	1,6	1,6	1,6

$$\therefore k_f = 2, k_{fs} = 1.6$$

เมื่อเพลลารับแรงบิดจากมอเตอร์ให้กำลังสูงสุดเท่ากับ 350 W และกำลังเบรกที่ 70% ของมอเตอร์เท่ากับ $350 \times 0.7 = 245 \text{ W}$ ทำให้เกิดแรงบิดกำลังต่ำสุดและสูงสุด ดังนี้

$$\text{แรงบิดต่ำสุด } T_{\min} = 28.09 \text{ N.m (ทิศตรงข้าม)}$$

$$\text{แรงบิดสูงสุด } T_{\max} = 42.02 \text{ N.m}$$

ดังนั้นค่าโมเมนต์บิดเฉลี่ย (T_m) และค่าโมเมนต์ส่วนเปลี่ยน (T_a) มีค่าเท่ากับ

$$T_m = \frac{42.02 + (-28.09)}{2} = 6.965 \text{ Nm}$$

$$T_a = \frac{42.02 - (-28.09)}{2} = 35.055 \text{ Nm}$$

จากสมการ 2.12 ค่าความเค้นเฉือนเฉลี่ย

$$\begin{aligned} \tau_m &= \frac{16T_m}{\pi d^3} \\ &= \frac{16 \times 6.965 \times 1000}{\pi d^3} \\ \tau_m &= \frac{3.55 \times 10^4}{d^3} \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

จากสมการ 2.14 ค่าความเค้นเฉือนส่วนเปลี่ยน

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{16T_a}{\pi d^3} \\ &= \frac{16 \times 35.055 \times 1000}{\pi d^3} \end{aligned}$$

$$\tau_a = \frac{1.786 \times 10^5}{\pi d^3} \text{ N/mm}^2$$

จากสมการ 2.10 ค่าแรงเฉือนที่กระทำบนเพลลาทั้งหมด

$$\begin{aligned} \tau_{eq} &= \frac{\tau_n \tau_m}{\tau_y} + k_{fs} \tau_a \\ &= \left(\frac{184.34}{393.86} \right) \times \left(\frac{3.55 \times 10^4}{d^3} \right) + \left(1.6 \times \frac{1.786 \times 10^5}{d^3} \right) \\ &= \frac{1.66 \times 10^4}{d^3} + \frac{2.86 \times 10^5}{d^3} \end{aligned}$$

$$\therefore \tau_{eq} = \frac{3.03 \times 10^5}{d^3} \text{ N/mm}^2$$

การคำนวณค่าแรงโมเมนต์ดัดสูงสุดที่ทำให้เกิดการบิดตัวและการโก่งตัวของเพลลา

ค่าแรงโมเมนต์ดัดต่ำสุดที่กระทำบนเพลลามีค่าเท่ากับ

$$M_{\min} = 12.151 \text{ N.m}$$

ค่าแรงโมเมนต์ดัดสูงสุดที่กระทำบนเพลลามีค่าเท่ากับ

$$M_{\max} = 42.02 \text{ Nm}$$

จากสมการ 2.18 ค่าความเค้นเฉลี่ย

$$\sigma_m = \frac{32M_{\max} + M_{\min}}{\pi d^3} = \frac{304.397}{d^3}$$

จากสมการ 2.14 ค่าความเค้นส่วนเปลี่ยนหาจาก

$$\sigma_a = \frac{32M_{\max} - M_{\min}}{\pi d^3} = \frac{428.229}{d^3}$$

จากสมการ 2.15 ค่าแรงโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลาทั้งหมด

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \frac{\sigma_n \sigma_m}{\sigma_y} + k_f \sigma_a \\ &= \frac{304.397}{682.60d^3} + \frac{2 \times 428.224}{d^3} \end{aligned}$$

$$\therefore \sigma_{eq} = \frac{9.99 \times 10^2}{d^3} \text{ N/mm}^2$$

เนื่องจากเพลลารับแรงบิดและกด จึงใช้สมการหาค่าหน้าตัดเพลลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ ชนิดแรงเสียดทานได้ จากสมการ 2.9

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

โดยที่ เลือกค่าความปลอดภัยเท่ากับ 4 จึงแทนค่าสมการได้ ดังนี้

$$\frac{1}{4} = \left[\left(\frac{3.03 \times 10^5}{184.34d^3} \right)^2 + \left(\frac{9.99 \times 10^2}{319.48d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 18.733 \text{ mm}$$

จากตารางที่ 2.1 แสดงค่าขนาดหน้าตัดของเพลลาที่เป็นมาตรฐานสากล โดยจะใช้เพลลาขนาด 18 mm ขึ้นไป ซึ่งจุดประสงค์ของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานที่สร้างขึ้นสามารถเปลี่ยนมอเตอร์ขับเคลื่อนเพลลาได้ จึงเลือกใช้เพลลาขนาด 20 mm ตามตารางมาตรฐานสากล

3.4 การคำนวณและออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

3.4.1 หาขนาดของเหล็กที่นำมาใช้ทำเป็นฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

การออกแบบฐานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ [7] โดยการเลือกใช้เหล็กกล่องและคำนวณหาขนาดของเหล็กกล่อง ซึ่งจะพิจารณาจากแรงบิดสูงสุดที่ได้จากแผนผังค่าแรงบิดคือ 42.02 Nm สามารถคำนวณหาขนาดของเหล็กกล่องได้ ดังรูป 3.9 พิจารณาหาขนาดความหนาและความสูงของเหล็กกล่อง



รูปที่ 3.10 เหล็กกล่องที่ใช้ทำโครงสร้าง

โดยกำหนดให้

L = ความสูงของเหล็กกล่อง(mm)

t = ความหนาของเหล็กกล่อง(mm)

และให้ $L = 10t$ (mm)

จากสมการ(2.19) สมการค่าความเค้นออกแบบ

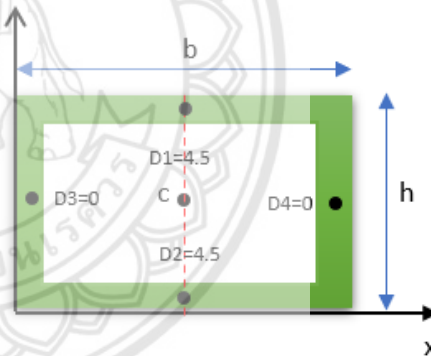
$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N_y} = \frac{Mc}{I}$$

สมการการหาค่าระยะจากแกนสะเทินไปยังพื้นผิวนอกสุด(c)

$$\begin{aligned} \text{จาก } \bar{y} &= \frac{(\bar{y}_1 \times A_1) + (\bar{y}_2 \times A_2) + (\bar{y}_3 \times A_3) + (\bar{y}_4 \times A_4)}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4} \\ \bar{y} &= \frac{(9.5t \times 10t^2) + (0.5t \times 10t^2) + (5t \times 8t^2) + (5t \times 8t^2)}{10t^2 + 10t^2 + 8t^2 + 8t^2} \\ \bar{y} &= \frac{180t}{26} = 5t = c_1 \end{aligned}$$

ดังนั้น ค่าจุดศูนย์กลางมวลของผนังในแนวแกน y ของเหล็กกล่องหาได้จาก

$$\begin{aligned} d_1 &= |9.5t - 5t| = 4.5t \\ d_2 &= |5t - 0.5t| = 4.5t \\ d_3 &= |5t - 5t| = 0 \\ d_4 &= |5t - 5t| = 0 \end{aligned}$$



รูปที่3.11 จุดศูนย์กลางมวลของผนังกล่องเหล็ก

คำนวณหาผลรวมของค่าโมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่ โดยพิจารณาในแนวแกน y

$$\text{จาก } I = (I_1 + A_1 + d_1^2) + (I_2 + A_2 + d_2^2) + (I_3 + A_3 + d_3^2) + (I_4 + A_4 + d_4^2)$$

เมื่อ ชั้นส่วนที่1 = ชั้นส่วนที่2 และชั้นส่วนที่3 = ชั้นส่วนที่4

โดยที่ $I_{1,2,3,4} = \frac{bh^3}{12}$ ซึ่งจะได้ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยรวม ดังนี้

$$I = 2 \left[\left(\frac{1}{12} \times 10t \times t^3 \right) + 10t^2 + (4.5t)^2 \right] + 2 \left[\left(\frac{1}{12} \times t \times 8t^3 \right) + 8t^2 + (0)^2 \right]$$

$$I = 2(0.833t^4 + 45t^4 + 0.667t^4)$$

$$I = 93t^4$$

กำหนดความหนาเริ่มต้นต่ำกว่า 5 mm จากตารางภาคผนวก ข ใช้ค่า $\sigma_y = 245 \text{ N/mm}^2$

จากตารางภาคผนวก ข ค่าความปลอดภัยใช้ค่า $N_y = 4$

จากกราฟรูปที่ 3.7 ค่าแรงบิดสูงสุดที่เกิดขึ้น $M = 42.02 \text{ Nm}$

ตาราง 3.3 คุณสมบัติทางกลของเหล็ก ตามมาตรฐาน JIS SS-400(ภาคผนวก ข)

ความหนา (mm)	คุณสมบัติทางกล(ไม่ต่ำกว่า)		
	Tensile Strength $\sigma_u \text{ (N/mm}^2\text{)}$	Yield Strength $\sigma_y \text{ (N/mm}^2\text{)}$	Elongation (%)
ต่ำกว่า 5	400-510	245	21
5-16	400-510	245	17
16-40	400-510	235	21
40ขึ้นไป	400-510	215	23

$$\therefore \text{แทนค่า } \frac{\sigma_y}{N_y} = \frac{Mc}{I}$$

$$\frac{245}{4} = \frac{(42.02 \times 10^3) \times (5t)}{93t^4}$$

$$61.25 = \frac{2.1 \times 10^5 t}{93t^4}$$

$$\therefore t = \sqrt[3]{\frac{2.1 \times 10^5}{61.25 \times 93}} = 3.33 \text{ mm}$$

ดังนั้น จะได้ค่าความกว้างและความยาวของเหล็กกล่องเท่ากับ $L = 10(3.33) = 33.3 \text{ mm}$

ซึ่งมาเทียบกับตารางแสดงขนาดของเหล็กกล่อง เพื่อให้ได้ค่าขนาดของฐานที่มีประสิทธิภาพสูงจึงเลือก $L = 38 \times 38 \text{ mm}$ ที่ความหนา 2.3 mm

ตาราง3.4 แสดงขนาดของเหล็กกล่อง(ภาคผนวก ข) [ที่มา: <https://www.homeandfac.com>]

Side Length		Thickness	Calculate Weight	Cross Sectional Area	Geometrical Moment of Inertia	Modulus of Section	Radius of Gyration
D x D		T	W	A	I _x = I _y	Z _x = Z _y	r _x = r _y
in	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
1 x 1	25 x 25	2	1.36	1.74	1.48	1.19	0.92
		2.3	1.53	1.97	1.61	1.29	0.9
		2.6	1.65	2.1	1.63	1.31	0.88
		3.2	1.91	2.44	1.75	1.4	0.85
1 1/4 x 1 1/4	32 x 32	2.3	2.04	2.6	3.71	2.32	1.2
		3.2	2.69	3.42	4.54	2.84	1.15
1 1/2 x 1 1/2	38 x 38	2.3	2.47	3.15	6.54	3.44	1.44
		3.2	3.29	4.19	8.18	4.3	1.4

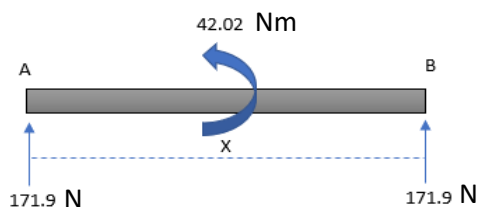
จากการคำนวณหาขนาดหน้าตัดของเพลลาโดยเลือกใช้เพลลาขนาด 20 mm และการคำนวณขนาดของเหล็กกล่องที่ใช้ทำฐานโดยเลือกขนาดหน้าตัดกล่องเหล็กกว้าง 38 mm ยาว 38 mm และหนา 2.3 mm รวมถึงการคำนวณหาจุดที่เพลารับน้ำหนักสูงที่สุด จึงออกแบบโครงสร้างของฐานเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานได้

3.4.2 การออกแบบฐานโครงสร้างของเครื่องไดนาโมมิเตอร์

โดยกำหนดความสูงของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ให้สูงน้อยที่สุดเพื่อได้ประสิทธิภาพของการรับแรงได้สูงสุด จึงใช้ความสูงเท่ากับ 150 mm และกำหนดความยาวของโครงสร้างโดยอ้างอิงความยาวของระบบเพลลาที่ต่อกับอุปกรณ์อย่างสมบูรณ์ที่มีความยาวเท่ากับ 1200 mm

เมื่อค่าแรงบิดที่กระทำในระบบมีค่าเท่ากับ 42.02 N.m และจากรูปที่3.6 ค่าแรงที่ฐานรับสูงสุดมีค่าเท่ากับ 171.9 N จึงหาความกว้างของฐานได้ ดังนี้

- ขนาดความกว้างของฐานบริเวณด้านบน

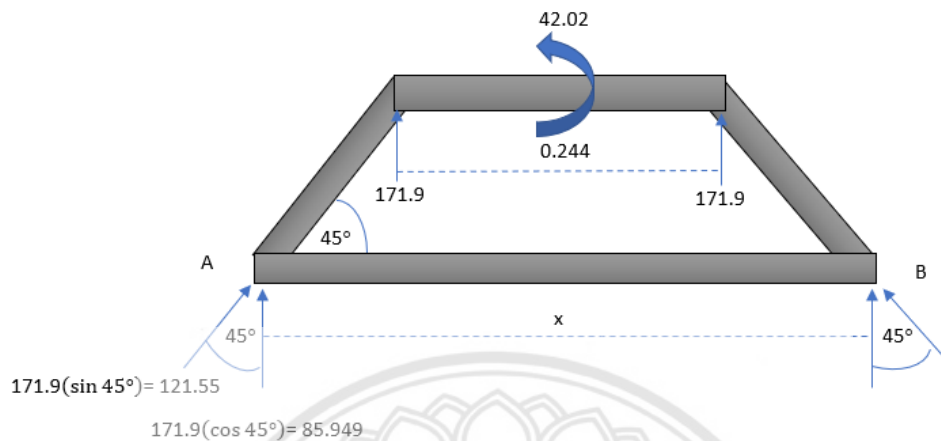


รูปที่3.12 ฐานด้านบนของเครื่องไดนาโมมิเตอร์

$$\Sigma M_A = 0 ; - 171.9(x) + 42.02 = 0$$

$$x = 0.244 \text{ m}$$

- ขนาดความกว้างของฐานบริเวณด้านล่าง โดยกำหนดมุมฐานเท่ากับ 45 องศา



รูปที่ 3.13 ฐานด้านล่างของเครื่องไดนาโมมิเตอร์

$$\Sigma M_B = 0 ; -85.949(x) + 42.02 = 0$$

$$x = 0.488 \text{ m}$$

ดังนั้น จึงใช้ฐานที่มีขนาดความกว้างเท่ากับ 500 mm สูง 150 mm โดยใช้มุมฐานเท่ากับ 45 องศา

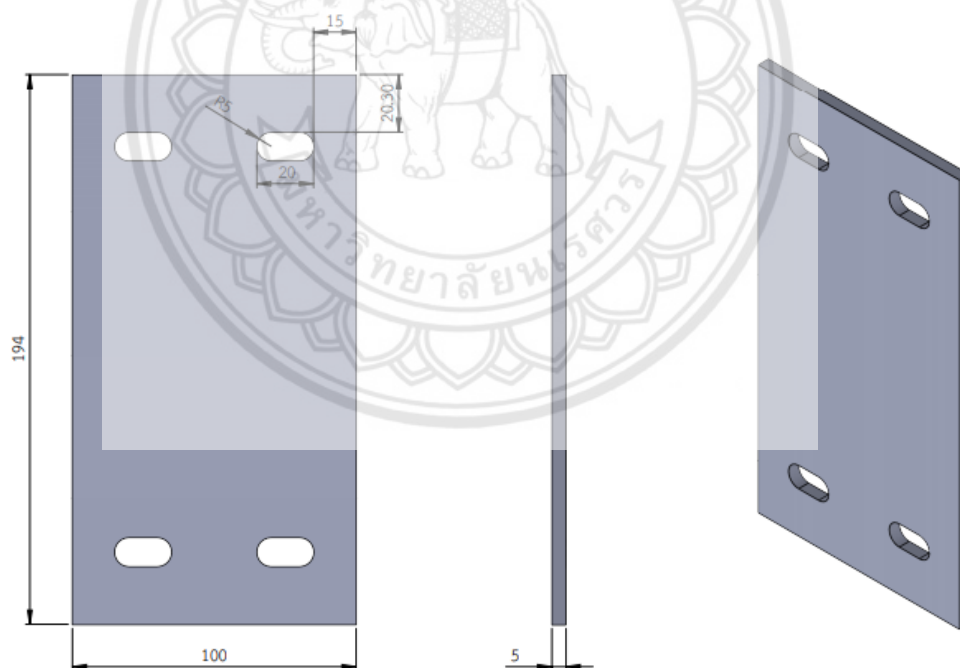
บทที่ 4

ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

จากทฤษฎีการคำนวณการหาขนาดของเพลลาและการหาขนาดของเหล็กกล่อง ที่มาสร้างเครื่องไคโนไมชนิดแรงเสียดทาน และออกแบบชิ้นส่วนที่ใช้เชื่อมต่ออุปกรณ์ให้เป็นระบบเดียวกัน การออกแบบภาพสามมิติ โดยการใช้โปรแกรมโซลิดเวิร์ก(Solid work) ซึ่งเริ่มจากการวาดชิ้นส่วนที่ต้องออกแบบเป็นพิเศษจากบทที่ 3

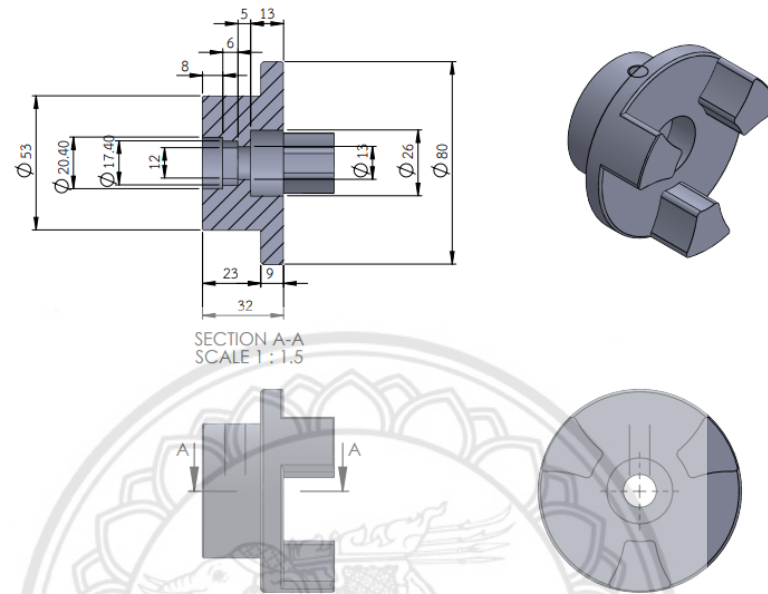
4.1 การออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องไคโนไมเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

4.1.1 ฐานวางมอเตอร์ทั้ง 2 ชั้น โดยฐานของมอเตอร์ที่ออกแบบนั้นสามารถถอดออกและเปลี่ยนตัวมอเตอร์ที่จะใช้ทดสอบได้



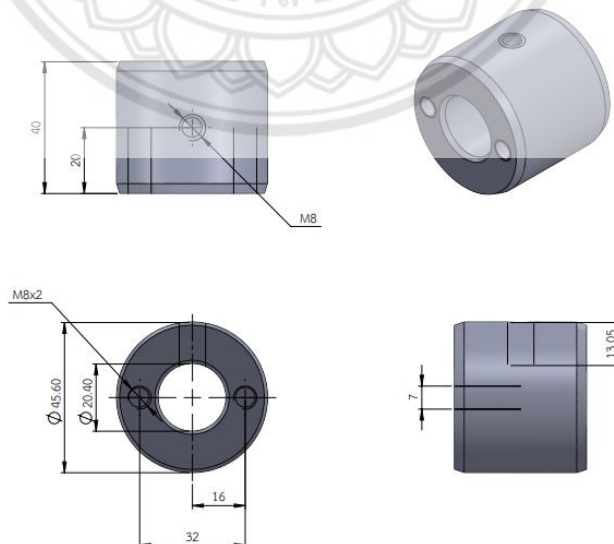
รูปที่ 4.1 ฐานติดตั้งมอเตอร์กับฐานหน่วยมิลลิเมตร(mm)

4.1.2 ชิ้นส่วนที่เชื่อมระหว่างเพลากับมอเตอร์ 2 ชั้น เป็นตัวเชื่อมระหว่างมอเตอร์ที่จะทดสอบเข้ากับ แกนเพลานในระบบ



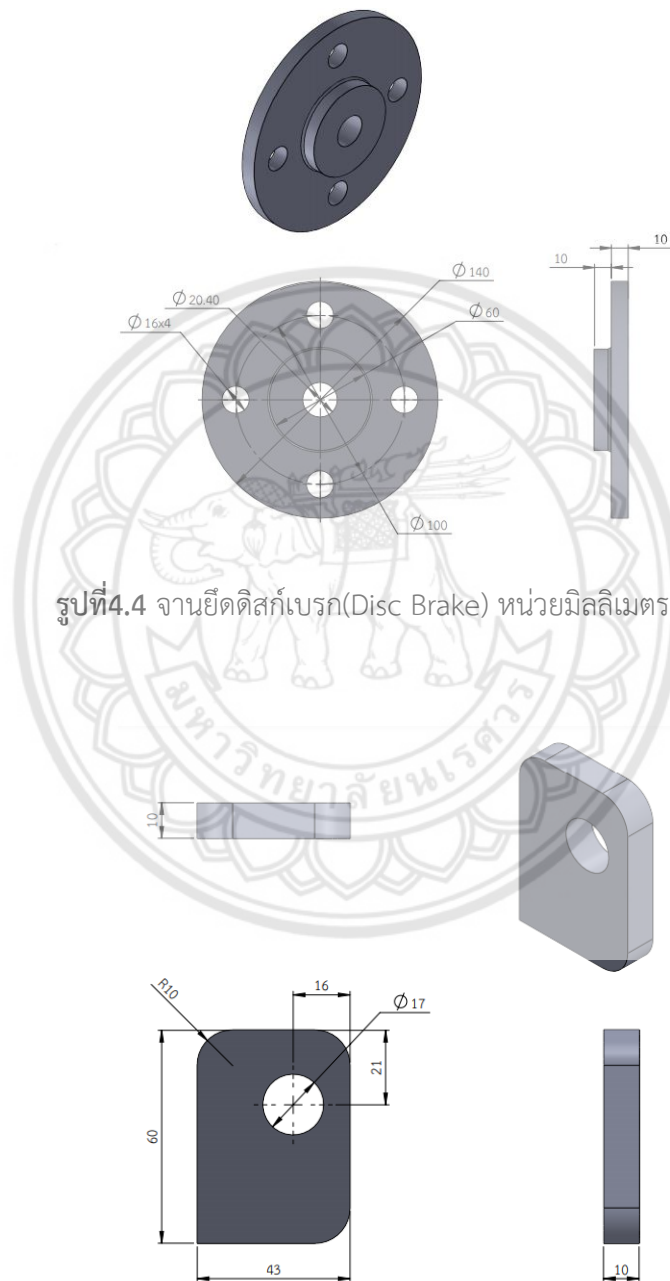
รูปที่ 4.2 คัปปลิ่งที่เชื่อมต่อกับแกนมอเตอร์หน่วยมิลลิเมตร(mm)

4.1.3 ชิ้นส่วนที่เชื่อมระหว่างเพลากับทอร์คเซนเซอร์ เป็นตัวเชื่อมระหว่างตัววัดค่าแรงบิดจากเพลา เข้ากับแกนเพลานในระบบ



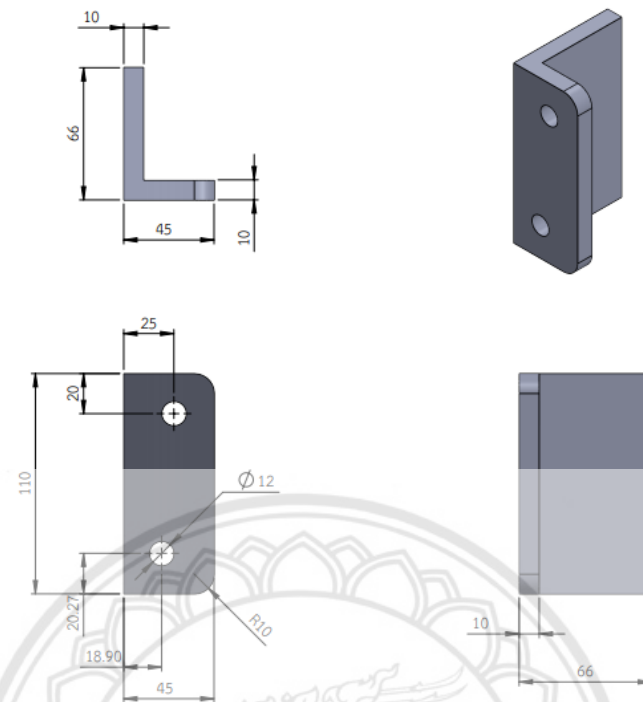
รูปที่ 4.3 เพลาสวมระหว่างเพลากับทอร์คเซนเซอร์หน่วยมิลลิเมตร(mm)

4.1.4 ชิ้นส่วนที่เชื่อมระหว่างเพลากับดิสก์เบรก โดยเป็นตัวเชื่อมระหว่างโหนดเข้ากับแกนเพลาระบบ และยึดตัวโหนดเข้ากับฐานเพื่อให้ตัวคาลิปเปอร์(Caliper) ของดิสก์เบรกไม่หมุนตามเพล



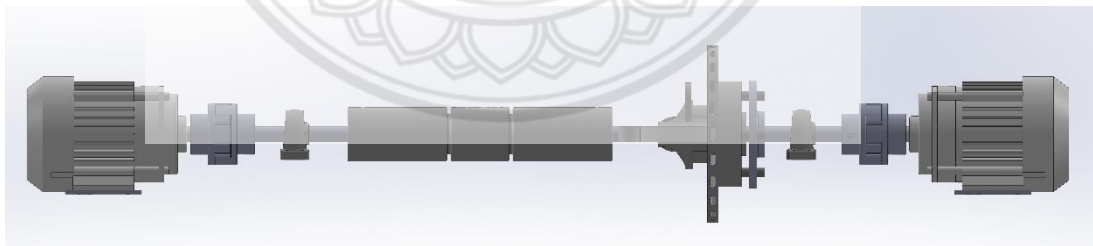
รูปที่ 4.4 งานยึดดิสก์เบรก(Disc Brake) หน่วยมิลลิเมตร(mm)

รูปที่ 4.5 แผ่นยึดดิสก์เบรก(Disc Brake) หน่วยมิลลิเมตร(mm)



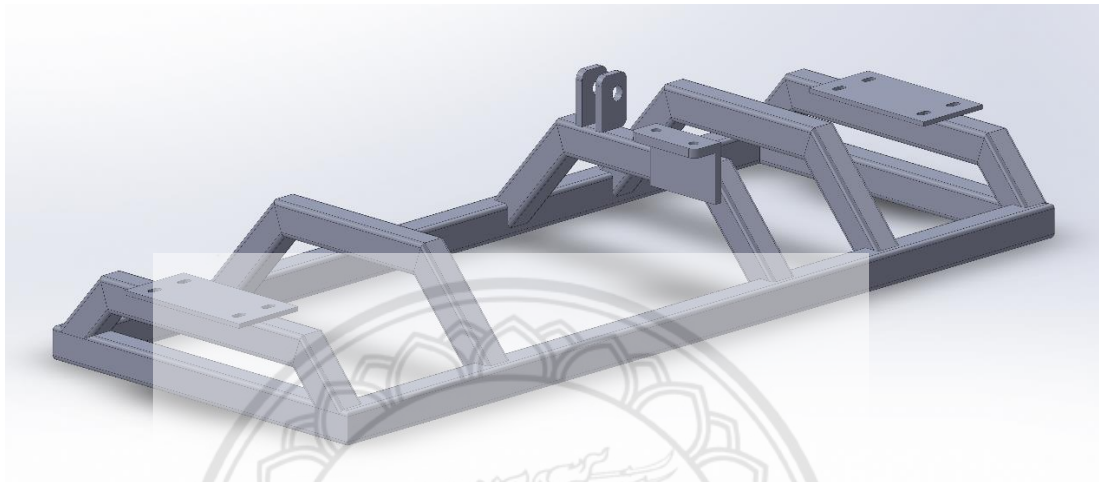
รูปที่ 4.6 เหล็กฉกยึดดิสก์เบรก(Disc Brake) กับฐานหน่วยมิลลิเมตร(mm)

4.1.5 ระบบเพลาหมุนของเครื่องไดนาโมมอเตอร์ชนิดแรงเสียดทานแบบสามมิติ



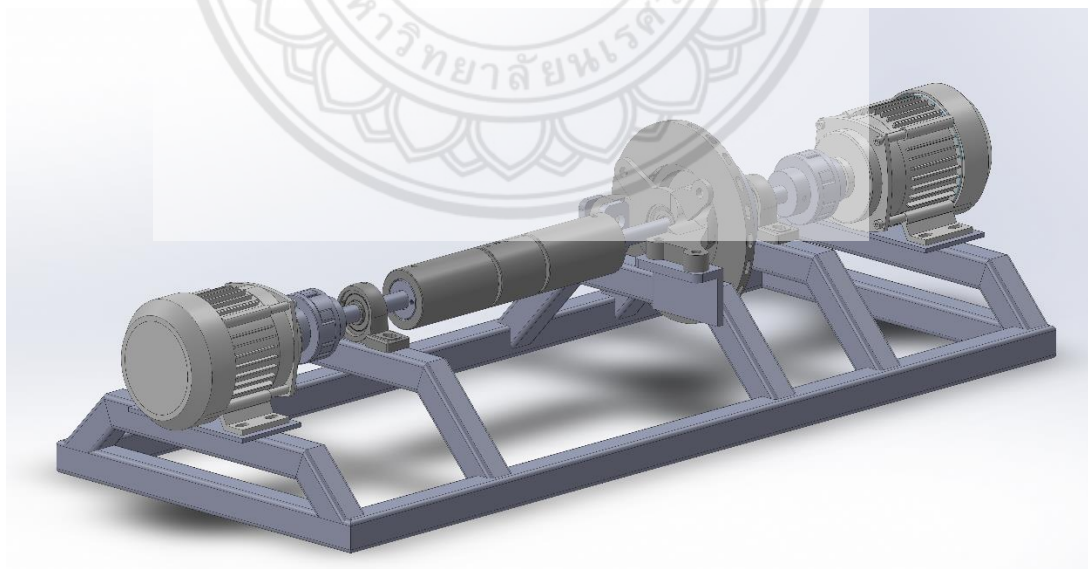
รูปที่ 4.7 ระบบเพลาเครื่องไดนาโมมอเตอร์

4.2 การออกแบบโครงสร้างของฐานเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน โดยใช้เหล็กกล่อง ขนาดกว้าง 3.8 ยาว 3.8 สูง 2.3 จึงออกแบบฐานของเครื่องทดสอบไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน ได้ขนาดดังภาพภาคผนวก ง



รูปที่4.8 ฐานเครื่องไดนาโมมิเตอร์

4.3 การออกแบบเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทานทั้งระบบ ดังรูปภาพภาคผนวก ค



รูปที่4.9 เครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

เครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน(Friction Brake Dynamometer) โดยการออกแบบเป็นภาพสามมิติดังภาพภาคผนวก ค ซึ่งมีขนาดความกว้างของเครื่องเท่ากับ 500 mm มีขนาดความยาวของเครื่องเท่ากับ 1360.54 mm และมีขนาดความสูงเท่ากับ 130 mm มีขนาดหน้าตัดของเพลาทะกั้บ 20 mm และขนาดของเหล็กกล่องที่นำมาสร้างเป็นฐานเท่ากับ 38×38 mm หนา 2.3 mm มีมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน(Brushless Motor) ขนาด 350 W , 500 rpm โดยมีคัปปลิง(coupling) ต่อเข้ากับเพลามอเตอร์เพื่อลดการแกว่งของเพลามือติดตั้งมอเตอร์ และมีลูกปืน(Bearing) ติดตั้งกับฐานเสริมจำนวนทั้งหมด 2 ตัว และมีฐานยึดดิสก์เบรก โดยมีส่วนประกอบของเครื่องดังนี้

5.1.1 แกนเพลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ ทำจากเหล็ก AISI C1137 ขนาดหน้าตัด 20 mm

5.1.2 ฐานเครื่องไดนาโมมิเตอร์ ทำจากเหล็กกล่องขนาดกว้าง 38 mm ยาว 38 mm และหนา 2.3 mm โดยฐานทั้งหมด มีความกว้าง 500 mm ยาว 1,360.54 mm และสูง 130 mm (ภาคผนวก ง)

5.1.3 ชิ้นส่วนที่ยึดอุปกรณ์ให้เชื่อมต่อกันให้เป็นเครื่องไดนาโมมิเตอร์ได้อย่างสมบูรณ์

- การดัดแปลงคัปปลิง ให้ต่อเข้ากับเพลามอเตอร์และเพลาของระบบ(รูปที่4.2)
- สร้างชิ้นส่วนที่สวมกับเครื่องวัดแรงบิดแบบไร้สายและเพลา(รูปที่4.3)
- สร้างชิ้นส่วนที่สามารถยึดดิสก์เบรกให้อยู่กับที่(รูปที่4.4 ,4.5 ,4.6)
- สร้างฐานยึดมอเตอร์(รูปที่4.1)

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ติดตั้งเฟืองความเร็รรอบในระบบไดนาโมมิเตอร์

5.2.2 ติดตั้งชุดเบรกเชื่อมต่อกับดิสก์เบรก

5.2.3 ซ่อมบำรุงเครื่องวัดแรงบิด(Torque sensor)

5.3 ปัญหาที่พบในงาน

- 5.3.1 การซ่อมบำรุงรักษาเครื่องวัดแรงบิด
- 5.3.2 การถอดอุปกรณ์ของเครื่องวัดแรงบิด

5.4 สิ่งที่จะคิดว่าจะทำเพิ่มในอนาคต

- 5.3.1 การสร้างเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน(Friction Brake Dynamometer)
- 5.3.2 การติดตั้งตัวควบคุมการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า และตัวควบคุมการทำงานของดีสก์เบรก
- 5.3.3 ออกแบบโครงสร้างระบบปิดบริเวณโหลดเพื่อความปลอดภัยเมื่อใช้งาน



บรรณานุกรม

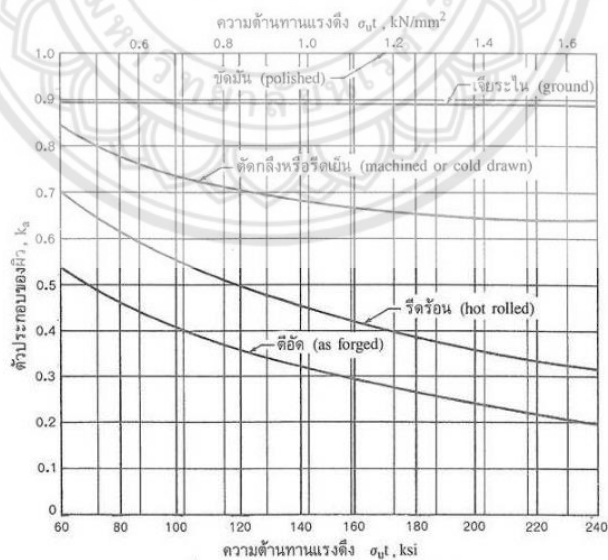
- [1] มงคล ศิริธนานุกุลวงศ์ (28 พฤษภาคม 2552) ทฤษฎีและหลักการทำงานของมอเตอร์ สืบค้นเมื่อวันที่ 10 มกราคม พ.ศ. 2564 จาก Blogger.com : <http://tisade.blogspot.com/>,
<https://sites.google.com/site/mxtextr55647/prapheth-mxtextr-fifa-kra-lae-slab>
- [2] บริษัทไฮเนอร์จี จำกัด (14 ตุลาคม 2552) ส่วนประกอบของมอเตอร์ไฟฟ้า สืบค้นเมื่อวันที่ 10 มกราคม พ.ศ. 2564 :<http://www.hinergy.co.th/2020/10/14/>
- [3] เทคนิคคาร์ คอม (19 พฤศจิกายน 2554) เจาะลึกเกี่ยวกับอะไหล่รถยนต์ สืบค้นเมื่อวันที่ 11 มกราคม พ.ศ. 2564 : <http://www.technicar.com/disk-brake-system/>
- [4] สำนักงานคณะกรรมการการอาชีวศึกษา วิศวกรรมยานยนต์ สืบค้นเมื่อวันที่ 11 มกราคม พ.ศ. 2564 : http://www.pattayatech.ac.th/files/150511088485246_15110613130341.pdf
- [5] วริทธิ์ อึ้งภากรณ์,รศ.ชาญ ถนัดงาน การออกแบบเครื่องจักร เล่ม1(Machine Design) สืบค้นเมื่อวันที่ 15-30 มกราคม พ.ศ. 2564 จาก www.se-ed.com
- [6] แบริ่งเซ็นเตอร์(ประเทศไทย) สืบค้นเมื่อวันที่ 17 มกราคม พ.ศ. 2564
<https://bearingscenter.brandexdirectory.com/Store/ProductDetail/14479/12956>
- [7] Gnem Rvc (พฤศจิกายน 2556) วิธีการคำนวณหา-การรับน้ำหนักสูงสุด-การเลือกขนาด เสา เหล็กรูปพรรณ สืบค้นเมื่อวันที่ 24 มกราคม พ.ศ. 2564 จาก กลุ่มแบ่งปัน E-Book วิศวกรรม:
<https://engfanatic.tumcivil.com/engfanatic/article/1106>
- [8] Sorawit Suksamran(9 พ.ศ.2562) การคำนวณหาค่าแรงบนคานสื่อบคันเมื่อวันที่ 25 ธันวาคม 2563 <https://www.youtube.com/watch?v=ICzUn1t-clc>
- [9] พีรพงศ์ ลิ้มประสิทธิ์วงศ์ (พ.ศ.2546) Couplings สืบค้นเมื่อวันที่ 26 ธันวาคม พ.ศ.2563
http://www.tinamics.com/download/tinamics_com/motor_torque_tranmission_th.pdf
- [10] MrToolShop.com มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง สืบค้นเมื่อวันที่ 26 ธันวาคม พ.ศ.2563
http://www.mrtoolshop.com/index.php?route=product/product&product_id=450
- [11] COMMANDDRONE Electronics มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง สืบค้นเมื่อวันที่ 14 เมษายน พ.ศ.2564 <https://commandronestore.com/products/bc2212.php>
- [12] Pakkip Kraisoda Prototype of Disc Brake Dynamometer สืบค้นเมื่อวันที่ 17 เมษายน พ.ศ.2564
[PrototypeofDiscBrakeDynamometer.pdf](http://www.pakkip.com/PrototypeofDiscBrakeDynamometer.pdf)

ภาคผนวก ก

1. ตารางคุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้า

AISI Type	Tensile Strength, ksi	Yield Point, ksi	Elongation in 2 in., %	Reduction of Area, %	Impact Strength (Izod), ft-lb	Hardness		Machining
						Case (Brinell)	Case (Rockwell)	
Plain Carbon, Carburized Steels								
C1015	73	46	30	71	93	149	C62 (.048")	ไม่พอใช้
C1020	75	48	31	71	93	156	C62 (.046")	ไม่พอใช้
C1022	83	47	27	66	81	163	C62 (.046")	ดี
C1117	97	59	23	53	33	192	C65 (.045")	ดีมากถึงดีเลิศ
C1118	113	77	17	45	16	229	C61 (.065")	ดีมากถึงดีเลิศ
Plain Carbon, Hardened Steels								
C1030	122-75	93-58	18-33	48-71	8-100	495-179		พอใช้ถึงดี
C1040	113-89	86-62	19-33	48-68	36-72	262-183		พอใช้ถึงดี
C1050	143-96	108-61	10-30	42-63	16-58	321-192		พอใช้ถึงดี
C1060	160-103	112-68	12-28	40-60	14-23	321-212		ต้องแอนนัล
C1080	190-117	142-70	12-24	35-51	10-22	388-223		ต้องแอนนัล
C1095	188-190	120-74	10-26	30-53	5-6	401-229		ต้องแอนนัล
C1137	158-87	138-60	6-28	22-70	10-90	352-174		ดีถึงดีมาก
C1141	237-94	188-68	7-28	58-63	9-81	461-192		ดีถึงดีมาก
C1144	128-97	91-68	17-24	35-59	7-62	277-201		ดีถึงดีมาก

2. ตารางตัวประกอบของผิวสำหรับเหล็กกล้า



3. ตารางค่าตัวประกอบความหนาแน่น

		PROFILE		SLED-RUNNER	
		ตีตี	บิต	ตีตี	บิต
K_f	แอนนัล	1,6	1,3	1,3	1,3
	ชุบและรีด	2,0	1,6	1,6	1,6

ภาคผนวก ข

1. ตารางคุณสมบัติทางกลของเหล็ก ตามมาตรฐาน JIS SS-400

ความหนา (mm)	คุณสมบัติทางกล(ไม่ต่ำกว่า)		
	Tensile Strength σ_u (N/mm ²)	Yield Strength σ_y (N/mm ²)	Elongation (%)
ต่ำกว่า 5	400-510	245	21
5-16	400-510	245	17
16-40	400-510	235	21
40ขึ้นไป	400-510	215	23

2. ตารางแสดงขนาดของเหล็กกล่อง

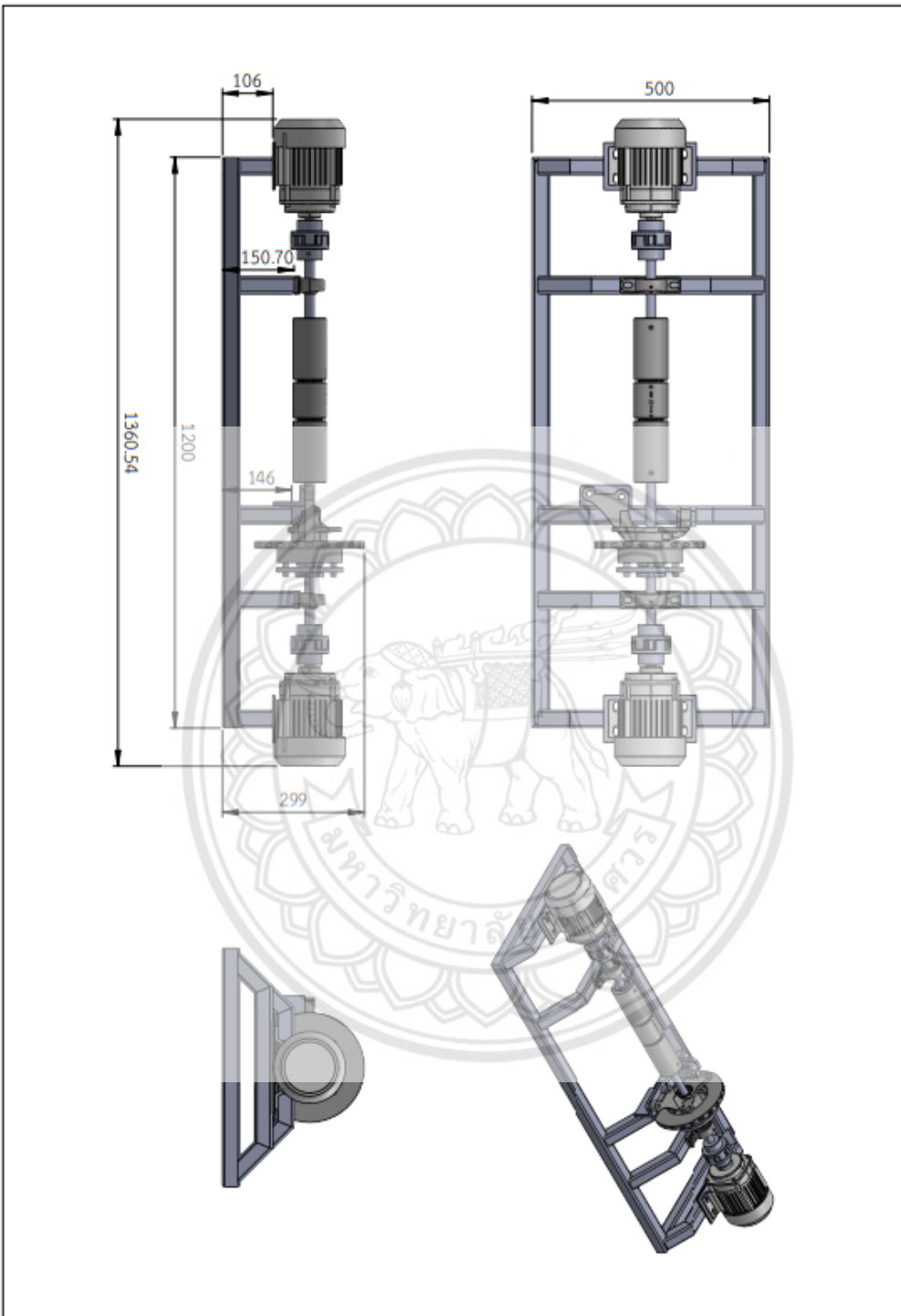
Side Length		Thickness	Calculate Weight	Cross Sectional Area	Geometrical Moment of Inertia	Modulus of Section	Radius of Gyration
D x D		T	W	A	$I_x = I_y$	$Z_x = Z_y$	$r_x = r_y$
in	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
1 x 1	25 x 25	2	1.36	1.74	1.48	1.19	0.92
		2.3	1.53	1.97	1.61	1.29	0.9
		2.6	1.65	2.1	1.63	1.31	0.88
		3.2	1.91	2.44	1.75	1.4	0.85
$1\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{4}$	32 x 32	2.3	2.04	2.6	3.71	2.32	1.2
		3.2	2.69	3.42	4.54	2.84	1.15
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$	38 x 38	2.3	2.47	3.15	6.54	3.44	1.44
		3.2	3.29	4.19	8.18	4.3	1.4

3. ตารางแสดงค่าความปลอดภัย

ชนิดของแรง	เหล็กเหนียวและโลหะเหนียว		เหล็กหล่อและโลหะเปราะ
	Ny	Nu	Ny
แรงอยู่หนึ่ง	1.5 ถึง 2	3 ถึง 4	5 ถึง 6
แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือแรงกระแทกเล็กน้อย	3	6	7 ถึง 8
แรงซ้ำสองทิศทางหรือแรงกระแทกเล็กน้อย	4	8	10 ถึง 12
แรงกระแทกอย่างหนัก	5 ถึง 7	10 ถึง 15	15 ถึง 20

ภาคผนวก ค

เครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน(Dynamometers Friction type)



ภาคผนวก ง

ฐานเครื่องटनाไม้มิตเตอร์ชนิดแรงเสียดทาน

